



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

JUHO KYRÖNVIITA
HYDROSTAATTISEN TEHONSIIRRON SUUNNITTELU
KOKOOJA-AUMASVAUNUUN
Diplomityö

Tarkastaja: Jari Rinkinen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekuntaveu-
voston kokouksessa 6. toukokuuta
2015

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

Kyrönviita, Juho: Hydrostaattisen tehonsiirron suunnittelu kokooja-aumausvaunuun

Diplomityö, 88 sivua

Marraskuu 2014

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: Professori Jari Rinkinen

Avainsanat: Ajovoimansiirto

Työ on tehty kohdeyritykselle Raiselift Oy:lle. Työn tarkoituksena on tutkia miten tuotannossa olevan vaunun voimansiirtoa ja hydraulijärjestelmää voitaisiin muuttaa siten, että vedon välitystä ei tarvitsisi räätälöidä traktorikohtaisesti, ja että kuormauskuljetinta voitaisiin käyttää vaunun vedon ollessa käytössä. Käytännössä tämä tarkoittaa hydrostaattisen voimansiirron suunnittelua kyseiseen vaunuun.

Työssä tutustutaan yleisellä tasolla turvetuotantoon ja pyritään määrittämään turvetuotanto-olosuhteiden erityisvaatimukset järjestelmäsuunnittelun osalta. Ajovoimansiirrossa tarvittavien komponenttien teoriaa tarkastellaan yleisesti ja esitellään käytössä olevia toteutusratkaisuja.

Ajovoimansiirron mitoituksen alkuarvoja haarukoidaan teoreettisesti, jonka jälkeen arvioidaan erilaisia tapoja toteuttaa riittäväksi katsotun vetovoiman mahdollistava hydrostaattinen voimansiirto. Voimansiirron mitoituslaskut on suoritettu useammalle eri toteutustavalle. Järjestelmän toiminnallisuutta pohditaan teoreettisesti ja simulaation avulla.

Järjestelmästä rakennetaan toimiva prototyyppi, jonka hydraulijärjestelmän, sekä tärkeimpien komponenttien mekaanista suunnittelua on kuvattu tässä työssä. Lisäksi prototyypin toteutuksen yhteydessä pohditaan parannuksia kokoonpanoon ja vaunun yksityiskohtiin.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Machine Design

Kyrönviita, Juho: Design of hydrostatic transmission for milled peat stockpiling harvester

Master of Science Thesis, 88 pages

November 2014

Major: Hydrauliteknikka

Examiner: Professor Jari Rinkinen

Keywords: Hydrostatic transmission

This thesis has been made for company Raiselift Oy. The goal of the thesis was to further develop the existing transmission on a milled peat stockpiling wagon, manufactured by the company. Limitations of the current system in regard of the need to customize the mechanical transmission for each tractor separately, wanted to be addressed. Also the loading conveyor that is used to load the wagon with peat can only be used when the trailer drive is disengaged. To address these problems a use of hydrostatic transmission in the wagon was studied.

A brief overview of peat production is given in the beginning of the thesis. The work cycles and production conditions are assessed to determine the special requirements of the peat production environment for the hydraulic system. The theory of the main components of hydrostatic transmission are presented in the thesis and some applications of hydrostatic transmission in use today have been studied to determine the best suitable system for this particular case.

To determine the starting values for the component calculations, theoretical calculations were made based on the masses and typical inclines to get a theoretical value for the needed traction force. A few different layout possibilities were considered and calculated. The systems were then compared and the best solution was selected to be built on the prototype wagon.

The prototype wagon will be build at the factory. The design of the hydraulic system, and the design of selected mechanical components related to this system, is presented in this thesis. An overview is given on the current state of the hydraulic systems assembly and documentation on the company. Improvements are discussed and some improvements are tested in conjunction with the prototype building.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Raiselift Oy:lle. Haluan kiittää Seppo Lamminmäkeä haastavasta aiheesta ja työn toteuttamisen mahdollistamisesta.

Kiitän myös työni ohjaajaa Ville Aholaa, jota olen voinut vaivata kysymyksillä niin teoriasta kuin käytännön toteutuksesta. Haluan kiittää työni tarkastajaa Jari Rinkistä neuvoista, sekä kaikkia jotka ovat tavalla tai toisella vaikuttaneet työn edistymiseen.

Tampereella 29.4.2016

Juho Kyrönviita

SISÄLLYS

1	Johdanto	9
2	Tutkimuksen kohteen esittely	10
2.1	Raiselift Oy	10
2.2	Jyrsinturpeen valmistus	10
2.3	Mekaaniset kokooja-aumausvaunut	11
2.3.1	Mekaaninen veto	12
2.3.2	Vaunun hydraulijärjestelmät	13
2.4	Vaunun kehittäminen	14
2.5	Hydraulisesti toteutettuja avustavia vetojärjestelmiä	14
3	Hydrostaattinen tehonsiirto	16
3.1	Hydromekaniikka	16
3.2	Hydrostaattisessa tehonsiirrossa käytettävät hydraulijärjestelmät	16
3.3	Hydrostaattisen voimansiirron voimanlähde	19
3.4	Hydraulipumput	20
3.4.1	Vinolevypumpun säätö	22
3.5	Hydraulimoottorit	24
3.6	Hydrostaattisen tehonsiirron toteutustapoja	27
4	Tehonsiirron suunnittelun alkuarvojen ja rajoitusten määrittäminen	29
4.1	Mitoituksen alkuarvot	29
4.2	Vetovoiman teoreettinen arviointi	30
4.2.1	Vetokoneeseen vaikuttavat voimat	30
4.2.2	Maaston kulkuvastuksen arviointimenetelmät	32
4.2.3	Laskennan toteutus	34
4.2.4	Statiikan tarkastelu M-40 V vaunulle	34
4.2.5	Statiikan tarkastelu M-60 EV vaunulle	38
4.3	Mekaanisen voimansiirron asettamat rajoitukset	45
5	Tehonsiirron suunnittelu ja mitoitus	47
5.1	Järjestelmärakenteen pohdintaa	47
5.1.1	Säätöpumppu ja kaksi napamoottoria	47
5.1.2	Säätöpumppu, napamoottori ja perävälitys	49
5.1.3	Keskushydraulijärjestelmä	50
5.2	Voimansiirron mitoituslaskut	50
5.2.1	Järjestelmän alustava hydraulikaavio ja lähtötiedot	51
5.2.2	Mitoituslaskut – järjestelmätyyppi 1	53
5.2.3	Mitoituslaskut – järjestelmätyyppi 2	54
5.2.4	Mitoituslaskut – järjestelmätyyppi 3	55
5.2.5	Jäähdytystarkastelu ja säiliön mitoitus	56
5.3	Voimansiirron toteutustapojen vertailua	57
5.3.1	Mekaaninen veto	57
5.3.2	Toteutus järjestelmätyypille 1	59

5.3.3	Toteutus järjestelmätyypille 2.....	60
5.3.4	Toteutus järjestelmätyypille 3.....	60
5.3.5	Toteutustapojen yhteenveto	61
5.4	Tehonsiirron ohjauksen määrittäminen.....	61
5.4.1	Ohjaustapoja	61
5.4.2	Ohjauslogiikka	63
6	Simulointi.....	64
6.1	Simulointimalli.....	64
6.2	Simulointitulokset	66
6.2.1	Järjestelmän käynnistys ja eteenpäin ajo	66
6.2.2	Sähkökatkos	68
6.2.3	Ylinopeus	70
6.2.4	Päätelmät.....	71
7	Prototyypin toteuttaminen Raiselift Oy:ssä	72
7.1	Hydraulijärjestelmän suunnittelu	72
7.1.1	Prototyypin hydraulikaavio.....	72
7.1.2	Komponenttien valinta.....	73
7.2	Mekaanisten muutosten suunnittelu	75
7.2.1	Pumppujen kiinnitys	75
7.2.2	Moottorin kiinnitys	77
7.3	Prototyypivaunussa tarkasteltavat muut kehityskohteet	78
7.3.1	Vaunun sylinterikäyttöjen kehittäminen	78
7.3.2	Hydraulijärjestelmän komponenttien suojaus ja asettelu.....	80
7.3.3	Pikaliitosten kautta kulkeutuvat epäpuhtaudet	81
7.4	Kohdeyrityksen tuotannon kehityskohteet.....	82
7.4.1	Hydraulijärjestelmien dokumentointi	82
7.4.2	Letku- ja putkiasennelmien kokoonpano.....	83
8	Yhteenveto	84
9	Lähteet.....	86

MERKINNÄT

A	Pinta-ala [m^2]
A_x	Nivelen A x-akselin suuntainen voima [N]
A_y	Nivelen A y-akselin suuntainen voima [N]
B_x	Nivelen B x-akselin suuntainen voima [N]
B_y	Nivelen B y-akselin suuntainen voima [N]
c	Vierintävastus kerroin [-]
D	Putkikoon mitoitus halkaisija [m]
E_v	Lämpöenergia [J]
F	Voima [N]
$F_1, F_2, F_3,$	Vetävien akseleiden 1-3 tuottama vetovoima [N]
F_d	Vetokoneen vetokoukkuun kohdistuva voima [N]
F_x	X-akselin suuntainen voima [N]
F_y	Y-akselin suuntainen voima [N]
G	Massan aiheuttama voima [N]
G_{ev}	Vaunun etuosan painon tuottama y-akselin suuntainen voima [N]
G_t	Traktorin painon aiheuttama y-akselin suuntainen voima [N]
G_v	Vaunun painon aiheuttama y-akselin suuntainen voima [N]
$h_1, h_2, h_3, h_4,$ h_5, h_6, h_7	Statiikan laskuissa käytettyjä y-akselin suuntaisia pituuksia [m]
i	Vaihteiston välityssuhde [-]
I_p	Poikkipinnan neliömementti [m^4]
k	Lämmönläpäisykerroin [$\text{W}/\text{m}^2/^\circ\text{C}$]
$L_1, L_2, L_3, L_4,$ L_5, L_6, L_7	Statiikan laskuissa käytettyjä pituuksia [m]
m_{ev}	Etuvaunun massa [kg]
m_t	Traktorin massa [kg]
m_v	Vaunun massa [kg]
M	Momentti [Nm]
M_t	Pumpun tarvitsema vääntömomentti [Nm]
M_{tod}	Pumpun ottama vääntömomentti [Nm]
N_1, N_2, N_3, N_4	Laskennassa käytettyjä tukivoimia [N]
n	Pumpun pyörimisnopeus [r/min]
P	Teho [W]
P_{mek}	Mekaaninen teho [W]
P_{mtod}	Moottorin tuottama todellinen teho [W]
Q	Tilavuusvirta [m^3/s]
Q_{mt}	Moottorin tuottama tilavuusvirta [m^3/s]
Q_{mtod}	Moottorin tarvitsema todellinen tilavuusvirta [m^3/s]

Q_{pt}	Pumpun tuottamatilavuusvirta [m^3/s]
Q_p	Putkessa kulkevan öljyn tilavuusvirta [m^3/s]
Q_{ptod}	Pumpun tuottama tilavuusvirta, jossa vuoto on huomioitu [m^3/s]
R_1, R_2, R_3, R_4	Akseleidein 1-4 vierinvastusvoimat [N]
R_a	Aerodynaaminen vastusvoima [N]
R_g	Mäkivastusvoima [N]
R_v	Vierintävastusvoima [N]
R_{v1}	Akselin 1 vierintävastus voima [N]
R_{v2}	Akselin 1 vierintävastus voima [N]
r	Akselin poikkileikkauksen säde [m]
r_f	Traktorin rupyörän säde [m]
r_r	Traktorin takapyörän säde [m]
T_{rel}	Suhteellinen toiminta-aika [s]
t_n	Yksittäisen työvaiheen kesto aika [s]
t_{tk}	Työkierron kokonaishyötysuhde [s]
t_y	Ympäristön lämpötila [$^{\circ}C$]
t_{ϕ}	Öljyn lämpötila [$^{\circ}C$]
V_k	Kierrotilavuus [$m^3/kierros$]
v_a	Ajoneuvon nopeus maan suhteen [m/s]
v_k	Pyörän kehänopeus [m/s]
v_{ϕ}	Putkessa kulkevan öljyn nopeus [m/s]
W	Työ [J]
W_v	Vääntövastus [m^3]
$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$	Kertoimia vedolle [-]
Δp	Paine-ero [Pa]
Δp_{mt}	Moottorilta vaadittava painetaso [Pa]
Δp_{mtod}	Moottorilta vaadittava todellinen paine [Pa]
ε	Pumpun suhteellisen kierrotilavuuden kerroin [-]
η	Hyötysuhde [-]
η_{mhm}	Moottorin hydromekaaninen hyötysuhde [-]
η_{mkok}	Moottorin kokonaishyötysuhde [-]
η_{mvol}	Moottorin volumetrinen hyötysuhde [-]
η_n	Työkierron osan n kokonaishyötysuhde [-]
η_{phm}	Pumpun hydromekaaninen hyötysuhde [-]
η_{pvol}	Pumpun volumetrinen hyötysuhde [-]
η_{tkkok}	Työkierron kokonaishyötysuhde [-]
η_{tot}	kokonaishyötysuhde [-]
τ_{max}	maksimi leikkausjännitys [Pa]
μ	Kitkakerroin [-]
ϕ	Lämpövirta [W]
ω	Kulmanopeus [rad/s]

1 JOHDANTO

Jyrsinturve on kotimainen polttoaine. Jyrsimällä tuotettua turvetta voidaan käyttää myös erilaisten kasvuturpeiden valmistamiseen. Jyrsinturpeen valmistus on suuritöinen prosessi, jossa on monia työvaiheita ja tarvittava kalusto on verrattain suurta. Tarvittavia koneita on useita ja sääolosuhteet vaikuttavat tuotantoon merkittävästi. Jyrsinturpeen tuotannossa yhtenä keskeisenä tekijänä on turpeen kuljettaminen varastoamaan. Haastavat olosuhteet turvekentällä aiheuttavat kuljetuskalustolle erityisvaatimuksia, joista merkittävimmät ovat pehmeä alusta ja jyrkkä nousu varastoaumalle. Aumat voidaan myös koota ja muotoilla erillisillä koneilla, kuten rinnekoneilla, jolloin vaunun kanssa ei tarvitse nousta aumalle.

Raiselift Oy valmistaa jyrsinturpeen tuotantoon tarvittavia koneita. Konemallisto sisältää kaikki jyrsinturpeen nostamiseksi tarvittavat koneet. Kokooja-aumausvaunut ovat traktorin perään kytkettäviä vaunuja, jotka ovat varustettu kuormauskuljettimella vaunun täyttämiseksi turpeella. Vaunut ovat varustettu vetävillä pyörillä ja veto on toteutettu vetotraktorin ajovoimanottoa käyttämällä. Tämänkaltaisen rakenne mahdollistaa auman muodostamisen pelkän vaunun avulla, jolloin erillistä konetta varastoaman muodostamiseen ei tarvita.

Ajovoimanotto on kuitenkin nykyään melko harvinainen varuste ja erityisesti ulkomailla traktorit ovat hyvin harvoin ajovoimanotolla varustettuja. Tämän vuoksi halutaan tutkia miten tehonsiirrosta saisi ajovoimanotosta riippumattoman, jolloin potentiaalisten vetotraktoreiden valikoima laajenee merkittävästi.

Raiselift Oy haluaa kehittää vetojärjestelmäänsä laajentamalla sen käyttöön sopivien traktoreiden valikoimaa. Tästä syystä tässä diplomityössä perehdytään kokooja-aumausvaunun hydrostaattisen tehonsiirron toteutusmahdollisuuksiin käyttämällä hydrostaattisen tehonsiirron tehonlähteenä standardin mukaista voiman ulosottoa.

Työssä on tarkasteltu erityyppisiä toteutustapoja hydrostaattisen tehonsiirron toteuttamiseksi. Lähtöarvojen kartoitettiin teoreettisesti sekä vertaamalla olemassa oleviin vastaavan tyyppisiin järjestelmiin. Työssä pohdittiin erilaisia järjestelmätyyppejä, joilla tehonsiirto voidaan toteuttaa. Järjestelmätyyppejä on vertailtu ja erityyppisille toteutuksille on tehty komponenttien mitoitus. Järjestelmätyyppejä on vertailtu keskenään eri ominaisuuksien suhteen ja parhaiten tarkoitukseen soveltuva järjestelmätyyppi on valittu toteutettavaksi prototyyppivaunussa.

Järjestelmää on tarkoitus testata prototyyppivaunussa, jonka suunnitteluun on paneuduttu työn loppuosassa. Prototyypin suunnittelun yhteydessä hydraulijärjestelmien kokoonpanoon ja puhtauteen kohdeyrityksessä pyritään myös pohtimaan parannuksia.

2 TUTKIMUKSEN KOHTEEN ESITTELY

Tässä luvussa on esitelty työn toteuttamiseen liittyviä taustatietoja. Jyrsinturpeen tuotantomenetelmiä on kuvattu lyhyesti, sekä esitelty kohdeyrityksen valmistamia koneita. Yrityksen valmistamia vaunuja on tarkasteltu hieman tarkemmin, sillä tämän työn pääasiallinen mielenkiinto kohdistuu niihin. Viimeisessä kappaleessa on myös kerätty tietoa hydrostaattisista järjestelmistä joita on käytössä kilpailijoilla, sekä muissa perävaunusovelluksissa.

2.1 Raiselift Oy

Raiselift Oy on vuonna 1991 perustettu yritys, joka toimii Karviassa. Yrityksen perustajalla Seppo Lamminmäellä on kuitenkin kokemusta turvekoneiden valmistuksesta yli 30 vuoden ajalta. Yritys valmistaa jyrsinturpeen valmistuksessa käytettäviä koneita. Tuotteisiin kuuluvat erimittaiset jysimet ja kääntäjät, sekä hinattava V-mallin karheja. Pääasiallinen tuotanto koostuu kuitenkin kokooja-aumausvaunuista, joita tehdään useita eri malleja ja kokoja. Vaunujen kuormatilojen koot vaihtelevat $30 \text{ m}^3 - 47 \text{ m}^3$:n välillä, lisäksi vaunuissa on mekaaninen traktorin ajovoimanotolla toimiva veto, lukuun ottamatta pienintä 30 m^3 telipyörästöllä varustettua vaunua. Mallistoon kuuluu myös kaksiosainen kuljetusvaunu, jossa ei ole itsessään kuormauskuljetinta ja joka on tarkoitettu täytettäväksi erillisellä hihnakuljettimella.

2.2 Jyrsinturpeen valmistus

Jyrsinturvemenetelmässä turvekentän pinnasta jysitään irti noin 20 mm kerros turvetta. Jyrsinnässä voidaan käyttää pyörivillä terärummuilla varustettua jysintä tai viiltävillä veitsiterillä varustettua jysintä. Jyrsinvaiheessa turpeen kosteus on 70 – 80 prosenttia. [1]

Kosteutta pyritään vähentämään noin 40 prosenttiin antamalla turpeen kuivua auringossa. Kuivumisen tehostamiseksi jysittyä turvekerrosta käännetään 1 – 3 kertaa ennen keräystä. Kuivumisaika on noin kaksi päivää riippuen sääolosuhteista ja turvelaadusta. Monisatomenetelmässä yhdellä jysimiskerralla saatavaa turvetta kutsutaan sadoksi, joita tuotantokauden aikana saadaan 15 – 20 [1].

Näiden kahden ensimmäisen vaiheen jälkeen turve voidaan koota imuvaunumenetelmällä, jossa turve kerätään suoraan kentän pinnasta. Suositumpia ovat kuitenkin menetelmät, joissa kuivunut turve kootaan karheeksi, joka on noin 40 cm korkea ja 80 cm leveä. Karhe kootaan yleensä turvesaran keskelle, käyttämällä traktorin

eteen liitettyä viivoitinkarheejaa tai V-karheejaa, jotka on usein liitetty traktorin eteen. Käytössä on myös hinattavia V-karheejia [2].

Karhe voidaan kerätä hakumenetelmällä, jossa yhdellä traktorilla vedetään hihnakuljetinta, jolla kuormataan, samaan aikaan viereisellä saralla vedettävää, turveperävaunua. Karhe voidaan kerätä myös kokoojavaunuilla, joissa on itsessään hihnakuljetin, jolla vaunu kuormataan.

Koottu turvelasti kuljetetaan varastoon aumaan. Vaunut voidaan tyypistä riippuen purkaa auman päälle tai reunoille, jolloin auma ajetaan kasaan esimerkiksi tela-alustaisella rinnekoneella. [1]

2.3 Mekaaniset kokooja-aumausvaunut

Raiselift valmistaa kahdentyyppisiä mekaanisia eli vetävällä akselilla varustettuja vaunuja. Kuvassa 1 on esitettynä myydyin M-40 V vaunu, jossa peräkärnyssä on yksi vetävä akseli takana.



Kuva 1. Kokooja-aumausvaunu M-40 V. [3]

Malliston suurin vaunu, vankkurimallinen M-60 EV, on esitettynä kuvassa 2. Vankkurimalleissa veto on kääntyvässä etuakselissa ja kuormatilan takana on vetämätön akseli. Vankkurimallista vaunua valmistetaan myös pienempänä versiona, kooltaan M-40V vaunua vastaavalla kuormatilalla, mallimerkinnällä M-50 EV.



Kuva 2. Kokooja-aumausvaunu M-60 EV. [3]

2.3.1 Mekaaninen veto

Vaunujen mekaaninen veto vaatii traktorilta ajovoimanottoa. Ajovoimanotolla traktorin voiman ulosottoakseli pyörii välityksistä ja pyöräkoosta riippuen tietyn määrän ajettua metriä kohden. Vaunun pyörien nopeus sovitetaan siten, että vaunun voimansiirron välitys on sellainen, että vaunun ja traktorin nopeus on lähes sama. Vaunun välitys valmistetaan kuitenkin siten, että vaunun veto tuottaa hitaamman nopeuden kuin hinaava traktori. Tällä tavoin säästetään vaunun voimansiirtoa ja vaunun veto kuormittuu vasta kun traktorin pyörät alkavat luistaa.

Raiseliftin vaunuissa välitystä kasvatetaan kolmessa portaassa. Suunnanvaihtajassa välitys on tyypillisesti hieman alle 3. Suunnanvaihtajavaihteistossa on kiinnitettynä myös kuljettimen hydrostaattista vetoa varten hydraulipumppu. Suunnanvaihtajavaihteistossa on mahdollisuus irrottaa mekaaninen veto hydrauliohjatulla sylinterillä, kytkemällä vaihteisto vapaalle. Tällöin on mahdollista pyörittää 1000 r/min ulosottolla pelkää pumppua. Vaunussa ei siis nykyisin voida käyttää vetoa ja kuormauskuljetinta samaan aikaan.

Suunnanvaihtaja kääntää voimanottoakselilta saatavan momentin pyörimissuunnan voimansiirrolle sopivaksi. Suunnanvaihtaja on suunniteltu siten, että sen välitysten vaihto on helppoa ja traktorikohtainen välityssuhteiden muuttaminen tapahtuu juuri suunnanvaihtajan välityksiä muuttamalla. Suunnanvaihtajan jälkeen veto johdetaan kardaanilla planeettavaihteistolle, jonka välitys on 3,14 – 4,24. Planeettavaihteistolta veto johdetaan toisella kardaaniakselilla taka-akselille, jossa on tasauspyörästö ja napavälitykset. Taka-akselin kokonaisvälitys on välillä 4 – 5. Vaunuissa käytettyjen suurten paripyörien vuoksi, joiden halkaisija on 1850 mm, tarvitaan suuri välitys, joka kokonaisuudessaan on neljäkymmenen luokkaa.

Mekaaninen veto voidaan toteuttaa myös standardin mukaisille 540 r/min voimanulosotoille. Rajoituksena tässä tapauksessa on se, että vetoa voidaan käyttää vain yhdellä vaihteella, jolle veto on sovitettu.

2.3.2 Vaunun hydraulijärjestelmät

Kokoojavaunuissa käytetty hihnakuljetin on varustettu hydrostaattisella tehonsiirrolla. Hammaspyörätyypistä 150 cm³ hydraulipumppua pyöritetään traktorin 1000 r/min ulosotolla. Hydraulipumppu on kiinnitetty vaunun suunnanvaihtajavaihteistoon ja vaihteiston rakenteesta johtuen 1000 kierroksen ulosottoa voidaan käyttää vain, kun mekaaninen kärryn veto ei ole käytössä. Kuljetin tosin pyörii vedon aikana, sillä pumppu on kiinteästi yhteydessä traktorin voimanottoakseliin. Ajovoimanotolla ajettaessa pumppu pyörii kuitenkin niin hiljaa, ettei se tuota riittävää tilavuusvirtaa kuljettimen pyörittämiseen tarvittavalla nopeudella. Kuljettimen hihnaa pyörittävät kaksi 240 cm³ gerotor-tyyppistä moottoria. Järjestelmän paine on 170 bar. Moottorien huippunopeus on 300 r/min, kun pumpun pyörimisnopeus on 1000 r/min.

Vedolla varustetuissa vaunuissa on kuljettimen lisäksi kolme muuta hydraulista piiriä, jotka liitetään traktorin hydraulikkaan. Purkausluukut, joilla kuormattu turve puretaan vaunun alle, avataan ja suljetaan, käyttäen neljää sylinteriä. Lastauksen ja kuljetuksen aikana luukut pidetään kiinni ainoastaan hydraulipaineella. Tämä toiminto vaatii traktorin hydraulijärjestelmältä kaksitoimisen suuntaventtiililohkon toimiakseen. Traktorin venttiililohkon jälkeen järjestelmässä on kaksoispaineenrajoitusventtiili, jolla säädetään luukkujen kiinnipitopaine ja toisaalta rajoitetaan aukaisupainetta. Luukut ovat suunniteltu avautumaan yhtä aikaa. Tämä toiminto on toteutettu lisäämällä avauspuolelle virranjakoverttiili. Vaunu on mahdollista tilata myös siten, että kumpaakin luukku ohjataan erikseen, jolloin luukkujen käyttämiseen vaaditaan kaksi venttiililohkoa traktorilta.

Kuljettimen noston toteutus on toinen traktoriin liitettävä hydraulipiiri, ja se vaatii yksitoimisen suuntaventtiililohkon traktorilta. Kuormauskuljetin nostetaan kahdella yksitoimisella sylinterillä. Paluuliike tapahtuu kuljettimen oman painon avulla.

Kolmas hydraulipiiri on mekaanisen vedon kytkemistä varten. Traktorin kaksitoimisella suuntaventtiilillä ohjataan vaunun suunnanvaihtajan siirtohaarukkaa siten, että mekaaninen veto on joko kytketty tai vapaalla. Vapaa-asennossa kuormauskuljetinta voidaan käyttää 1000 r/min:n ulosotolla.

2.4 Vaunun kehittäminen

Vaunuissa vetoa tarvitaan pääasiassa aumalle nousuun, mutta pehmeällä suolla myös tasaisella tarvitaan usein vetoapua karryn akselilta. Myös kuormauksen aikana voi tulla tilanteita, joissa veto voi estää suohon juuttumisen. Tämän vuoksi karruihin halutaan kehittää sellainen ratkaisu vedolle, että sitä voidaan käyttää myös kuormauksen yhteydessä. Toinen syy vetotavan muutokselle on mahdollisuus kytkeä kuormauskuljetin siten, että se ei pyöri silloin kun sitä ei käytetä.

Tärkein syy vedon kehittämiseen on kuitenkin nykytraktoreiden voimansiirto. Harvassa traktorissa on tarjolla ajovoimanottoa edes lisävarusteena. Osa koneista myydään myös ulkomaille, missä ajovoimanoton konsepti on paljon huonommin tunnettu kuin Suomessa. Tästä syystä on päätetty tutkia hydrostaattisen tehonsiirron toteuttamista mekaanisiin kokooja-aumausvaunuihin käyttäen 1000 r/min:n ulosottoa hydraulijärjestelmän tehonlähteenä.

2.5 Hydraulisesti toteutettuja avustavia vetojärjestelmiä

Turvekonepuolella Raiselifti Oy:n kilpailijoita ovat Peatmax Oy, Suokone Oy ja Raussin Metalli Ky. Kilpailijoilla on kaikilla ainakin yksi jysinturpeen kokoamiseen tarkoitettu tuote. Raussin metalli Oy:n internet- sivuilta ei löydy mainintaa vetävistä vaunuista tai tarjottavista vetovaihtoehtoista.

Kilpailijoiden vaunuissa hydrostaattista tehonsiirtoa on tarjottu telillä varustettuihin vaunuihin ja usein siten, että napamotorit on sijoitettu telin etupyöriin. Näissä järjestelmissä on käytössä erillinen traktorin ulosotolta tehonsa saava hydraulipumppu. Tällaisia vetoratkaisuita on luonnehdittu ennemminkin avustaviksi vedoiksi, kuin kunnollisiksi tehonsiirtoratkaisuiksi. Napamootorin koko tulisi olla todella suuri, jotta vääntöä saataisiin riittävästi, Tämä kasvattaisi myös pumpun kokoa kohtuuttomasti, jos vaunulta halutaan vetoa ryömintävauhtia nopeammissa tilanteissa, kuten aumalle nousussa. Tämän vuoksi kilpailijat ovat tyytyneet tarjoamaan hydraulista vetoa, jonka avustava vaikutus riittänee useimmissa tilanteissa. Tällaisen järjestelmän etuja ovat tietysti yksinkertaisuus, komponenttien vähyys sekä mekaanisen voimansiirron täydellinen eliminointi, joka mahdollistaa vedon rakentamisen esimerkiksi teliakselistoon varsin helposti.

Suokone Oy:n markkinoimassa Ecofield vaunussa on käytössä napamootorit ja traktorin ulosotolla pyöritettävä pumppu. Vastaava ratkaisu löytyy Peatmax Oy:n vaunuista. Peatmax Oy tarjoaa myös vetorullilla toteutettua vetoa. Molemmat vetävät vaunut ovat telillä varustettuja vaunumalleja ja kooltaan vastaavat Raiselift Oy:n M-40 V vaunua. Telivaunuissa on käytössä pienemmät pyörät kuin Raiselift Oy:n yksiakselisessa vaunussa, jolloin vetävältä akselilta saatava vääntömomentti tuottaa isopyöräiseen vaunuun verrattuna suuremman vetovoiman. [4], [5]

Poclain hydraulics tarjoaa tietyillä vakiokomponenteilla toteutettua hydraulista avustavaa vetoa. Tätä järjestelmää on toteutettu isojen valmistajien tarpeisiin kuten MAN ja Renault Trucks. Näissä tapauksissa järjestelmää markkinoidaan autonvalmistajan omalla nimellä MAN:in tapauksessa Hydrodrive nimellä ja Renaultin tapauksessa Optitrack nimellä. Poclain tarjoaa järjestelmänsä siten, että se koostuu tietyistä osista joita on tarjolla laajalla skaalalla, jotta vetojärjestelmiä voidaan toteuttaa hyvinkin erilaisiin kokoluokkiin. Pienimmät sovellukset ovat pakettiautoluokassa ja isoimmat kuorma-auto luokassa ja raskaissa peräkäräryissä.

Addidrive järjestelmä perustuu suljettuun järjestelmään, jossa pumppu saa tehonsa ajoneuvon polttomoottorilta. Voima voidaan ottaa suoraan kampiakselilta tai vaihdelaatikon ulosotosta. Hydraulimoottoreina käytetään napamoottoreita. Järjestelmään ohjataan ohjelmoitavalla ohjausyksiköllä, joka mahdollistaa tasauspyörästäön lukitsemisen venttiiliratkaisuun, sekä muita ominaisuuksia kuten pyöräkohtaista ohjausta, jos kyseessä on etuakseliasennus, jossa vaaditaan pyörien nopeuksien tarkempaa kontrollointia.

Poclain tarjoaa kahta pumppua ja kahta moottorityyppiä vaunusovelluksiin. Komponentit mahdollistavat varsin korkeat paineet 450 bar. Kuitenkin saatavilla olevat moottorit ovat maksimissaan 2000 cm^3 [6]. Laskemalla kyseisillä arvoilla ja käyttämällä hydromekaanisen hyötysuhteena arvona arvoa 0,9, saadaan suurimmaksi mahdolliseksi vääntömomentiksi navan akselilta noin 12900 Nm.

L. Salmen opinnäytetyö jälkiasenteisen hydraulivedon suunnittelusta esitteli hydrostaattisen avustavan vedon suunnittelun turpeen kuljettamiseen tarkoitettuun kärryyn. Kyseinen kärry oli kuitenkin huomattavasti kevyempi kuin Raiselift Oy:n valmistamat kärryt. Työssä esitelty vetoratkaisu toimii traktorin oman hydraulijärjestelmän avulla, jolloin rajoituksia ovat niin paine, joka on yleisesti noin 200 bar traktoreissa sekä tuotto, joka on noin 100 l/min. Traktorin hydraulijärjestelmä asettaa näin suuria rajoituksia niin vetovoimalle kuin nopeudellekin. [7]

3 HYDROSTAATTINEN TEHONSIIRTO

Hydrostaattisen tehonsiirron mitoittaminen perustuu hydromekaniikan lakeihin.

Käyttämällä yksinkertaistettuja kaavoja saadaan järjestelmästä riittävän tarkka kuva, jotta järjestelmän komponentit voidaan mitoittaa oikean kokoisiksi. Tässä luvussa on esitelty mitoituksessa käytettävien laskujen teoriaa, sekä esitelty tarkemmin aksiaalimäntäpumpun säädön teoriaa.

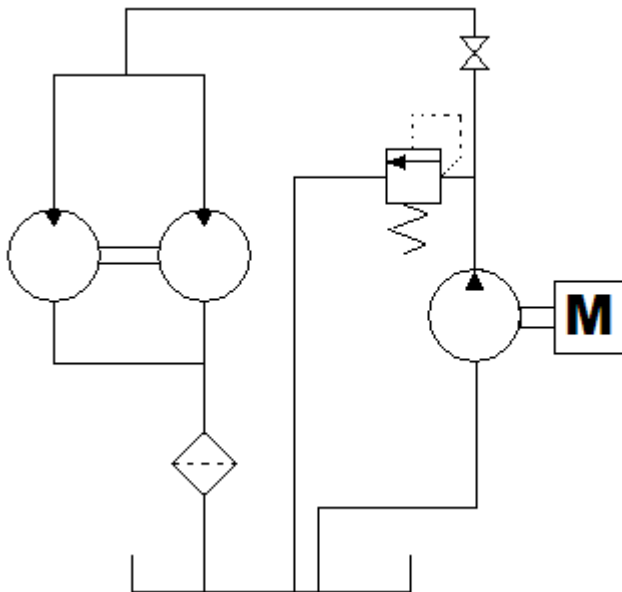
3.1 Hydromekaniikka

Hydrostaattinen tehonsiirto perustuu hydrostaatiikan lakeihin, jotka käsittelevät ideaalista nestettä, joka on kokoonpuristumaton massaton ja kitkaton. Ideaalimesteen siirto ei vaadi energiaa, ja sen oletetaan käyttäytyvän kiinteän kappaleen tavoin. Tällaisessa nesteessä voi pintaelementtiä vastaan vaikuttaa vain puristus, jota kutsutaan paineeksi. Paine vaikuttaa aina kohtisuorasti pintaelementtiä vastaan ja yhtä suurena kaikkiin suuntiin. Kaikki hydrostaattiset järjestelmät perustuvat tähän periaatteeseen.

Ideaalimestettä ei kuitenkaan ole olemassa ja todellisissa järjestelmissä, joissa neste virtaa syntyy häviöitä. Näitä häviöitä voidaan arvioida hydrodynamiikan yhtälöiden kuten jatkuvuus yhtälön ja energiayhtälön avulla. Näillä teoreettisilla tarkasteluilla saadaan hyvin todellisia järjestelmiä kuvaavia tuloksia ja järjestelmän mitoitusasolla yksinkertaistetut kaavatkin antavat riittävän tarkan tuloksen järjestelmän mitoittamista varten [8].

3.2 Hydrostaattisessa tehonsiirrossa käytettävät hydraulijärjestelmät

Hydraulijärjestelmiä on kahta päätyyppiä: Avoin järjestelmä ja suljettu järjestelmä. Avoimessa järjestelmässä öljy johdetaan pumpulta toimilaitteen kautta hydraulisäiliöön. Avoimen järjestelmän tyypillinen piirre on suuri nestesäiliö, joka usein toimii myös järjestelmän jäähdyttimenä. Avoimissa järjestelmissä käytetään yksisuuntaista pumppua, jolloin toimilaitteiden suuntaa täytyy ohjata venttiileillä. Avoimet järjestelmät ovat yleisiä teollisuushydrauliikassa, ja monesti kyseessä on sylinterikäyttö. Myös moottorikäyttö voidaan toteuttaa avoimen piirin järjestelmällä. Pumpun tehonlähteestä riippuen ohjaus avoimessa järjestelmässä voi tapahtua moottorin kierrosnopeutta muuttamalla, venttiilisäätönä tai muuttamalla pumpun kierrosluvuutta. Venttiiliohjatun järjestelmän haittapuolena ovat suuret kuristushäviöt, jotka heikentävät hyötysuhdetta merkittävästi varsinkin suuritehoisissa moottorikäytöissä. [8]



Kuva 3. Avoin hydraulijärjestelmä.

Kuvassa 3 on esitetty Raiselift Oy:n kokoojavaunuissa käytetyn kuormauskuljettimen hydraulinen tehonsiirto. Tällainen avoin järjestelmä on hyvin yksinkertainen hydrostaattinen tehonsiirtoratkaisu, jossa käytetään vakio tilavuuksista pumppua ja kahta samalle akselille kytkettyä vakio tilavuuksista moottoria. Lisäksi järjestelmässä on ylikuormituksen estävä paineenrajoitusventtiili, sekä öljyn suodatin. Järjestelmässä on myös sulkuventtiili, jolla moottorit voidaan pysäyttää. Käytännössä sulkuventtiiliä käytetään kuitenkin ainoastaan huollon aikana ja järjestelmän paineenrajoituksen arvoa asettaessa tehtaalla.

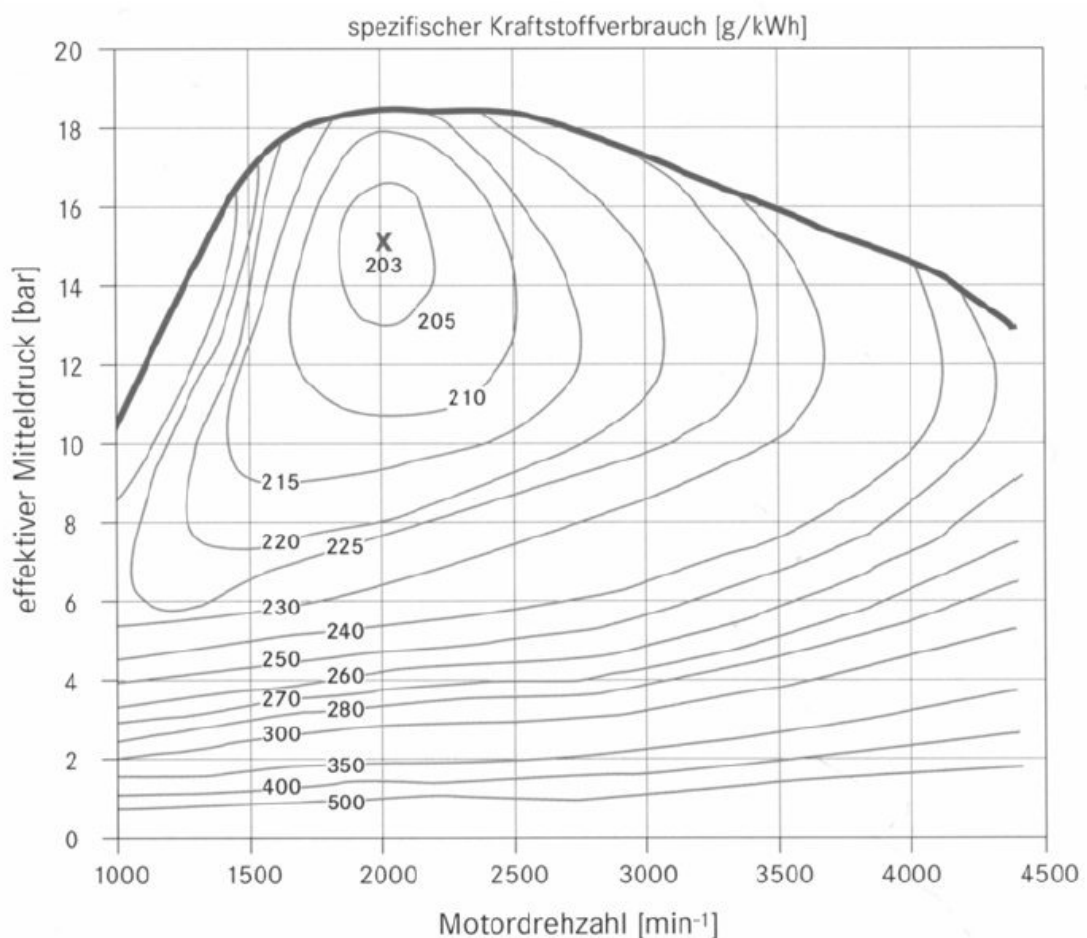
Kyseinen järjestelmä on täysin jäykkä, eikä sitä voida säätää hydraulisesti. Pumpun pyörimisnopeutta säätämällä voidaan kuitenkin vaikuttaa järjestelmän tilavuusvirran tuottoon ja näin säätää kuljettimen pyörimisnopeutta. Tässä tapauksessa säädölle ei ole tarvetta, sillä kuljetin on suunniteltu pyörimään käyttötilanteessa maksiminopeudella. Pumppu on suoraan kytketty traktorin voimanulosottoon. Käyttötilanteessa pumppua pyöritetään tasanopeudella 1000 kierrosta minuutissa.

Suljetussa järjestelmässä toimilaitteelta poistuva tilavuusvirta johdetaan suoraan pumpun imupuolelle. Tämän vuoksi suljetussa järjestelmässä ei tarvita suurta nestesäiliötä. Säiliön kokoa voidaan pienentää merkittävästi, verrattuna avoimeen järjestelmään ja järjestelmän koosta riippuen tällä tavoin voidaan merkittävästi pienentää järjestelmän painoa. Suljetun piirin järjestelmä vaatii aina toimiakseen apupumpun. Apupumpulla pidetään yllä matalapainepuolen painetta, sekä kierrätetään komponenteilta palaavaa öljyä suodatuksen ja jäähdytyksen kautta. [8]

3.3 Hydrostaattisen voimansiirron voimanlähde

Pumppua pyörittämään tarvitaan ulkoinen voimanlähde. Työkonesovelluksissa ylivoimaisesti suosituin voimanlähde on dieselmoottori. Myös bensiinimoottoreita ja kaasukäyttöisiä voimanlähteitä on yleisesti käytössä. Kahden viimeksi mainitun käyttö on kuitenkin keskittynyt lähinnä pienitehoisiin sovelluksiin niiden dieseliä huonomman hyötysuhteen, mutta kevyemmän rakenteensa vuoksi.

Yleisesti dieselmoottori pyritään mitoittamaan niin, että dieselmoottorille voidaan valita edullinen toimintapiste, jossa ominaiskulutus on pieni ja hyötysuhde on hyvä. Dieselmoottorin hyötysuhde on parhaimmillaan maksimivääntömomentin tuntumassa. Tällöin ominaiskulutus on pienimmillään. Kuten kuvan 5 simpukkakäyrästä nähdään, että pienimmän ominaiskulutuksen alue on lähellä maksimivääntömomenttia. Pieni kierrosten heilahtelu, jota tapahtuu kuormituksen muuttuessa ja dieselmoottorin säätäjän reagoidessa kuormituksen vaihteluun ei aiheuta merkittäviä muutoksia vääntömomenttiin tai ominaiskulutukseen. Liian nopea ja voimakas kuormituksen vaihtelu saattaa aiheuttaa ongelmia jos säätäjän ja moottorin ominaisuudet eivät riitä tarpeeksi nopeaan reagointiin.



Kuva 5. Henkilöauton dieselmoottorin ominaiskulutus (OM611 2200 cm³) [10]

Dieselmoottorin toimintapiste valitaan aina hieman maksimivääntömomenttia suuremmalle käyntinopeudelle vrt. tehollinen keskipainekäyrä kuvassa 5. Tällöin

kuormituksen kasvaessa ja kierrosluvun alkaessa laskea vääntömomentti lähtee nousemaan ja kuormitus pystytään voittamaan. Hydraulijärjestelmän mitoituksella pyritään varmistamaan, ettei kuormitus ylitä moottorin tuottamaa maksimivääntömomenttia missään käyttötilanteessa, koska tästä seurauksena olisi moottorin sammuminen.

3.4 Hydraulipumput

Hydrostaattisessa voimansiirrossa tarvitaan aina pumppu. Hydraulipumppu muuttaa voimanlähteen mekaanisen tehon hydrauliseksi tehoksi. Mekaaninen teho on vääntömomentin M [Nm] ja kulmanopeuden ω [rad/s] tulo. Hydraulinen teho puolestaan saadaan tilavuusvirran Q [m³/s] ja paine-eron Δp [Pa] tulona.

$$P = M \omega \quad (1)$$

$$P = Q \Delta p \quad (2)$$

Hydraulipumppu tuottaa teoreettisesti tilavuusvirtaa seuraavan kaavan mukaisesti. Kaavassa Q_{pt} on pumpun tuottama teoreettinen tilavuusvirta [m³/s], n on pumpun kierrosnopeus [r/s], V_k on pumpun teoreettinen kierrostitavuus [m³/kierros]. Puhuttaessa pumpuista, joiden kierrostitavuutta voidaan säätää, käytetään kaavassa lisäksi termiä ε ilmoittamaan pumpun suhteellisen kierrostitavuuden arvon kokonaiskierrostitavuudesta.

$$Q_{pt} = \varepsilon n V_k \quad (3)$$

Käytännössä hydraulikomponenteissa esiintyy aina häviöitä. Pumpussa häviöt johtuvat vuodoista ja kitkasta. Vuodoista johtuvaa häviötermiä kutsutaan volumetriseksi hyötysuhteeksi. Kun pumppu on toiminnassa, on sen imu- ja paineporttien välillä aina paine-eroa. Mitä suurempi paine-ero, sitä suurempi on vuotovirtaus pumpussa olevista välöksistä. Paineen kasvaessa tapahtuu pumpussa myös muodonmuutoksia, jotka yleensä kasvattavat vuotovirtausta entisestään.

Pyörimisnopeus ei suuresti vaikuta vuotojen kokonaismäärään, mutta kierrosnopeuden kasvaessa vuotovirtauksen suhteellinen osuus pienenee merkittävästi. Pyörimisnopeuden kasvaessa tilavuusvirta kasvaa ja vuotovirtaus pysyy lähes vakiona, jolloin volumetrinen hyötysuhde paranee kierrosnopeuden kasvaessa. Vuotohäviötä pyritään tietysti valmistajien toimesta minimoimaan, mutta välysten pienentäminen tietyn rajan yli heikentää pumpun osien voitelua ja näin heikentää niiden käyttöikää.

Pumpun tuottama todellinen tilavuusvirta saadaan laskettua kaavalla,

$$Q_{ptod} = \varepsilon n V_k \eta_{pvol} \quad (4)$$

jossa termi η_{pvol} kuvaa pumpun volumetristä hyötysuhdetta.

Vuotohäviöiden lisäksi pumpussa esiintyy kitkahäviöitä. Kitkahäviöt johtuvat pumpun sisäisistä kitkoista kuten laakerikitkoista sekä nesteen liikkeen muutoksista. Näiden kahden kitkalähteen erottelu on vaikeaa, joten mitoituslaskuissa käytetään termiä hydromekaaninen hyötysuhde η_{phm} kuvaamaan pumpun sisäisiä kitkahäviöitä.

Kitkahäviöt vaikuttavat pumpun pyörittämiseen tarvittavan ulkoiseen momentin määrään. Häviöttömän pumpun pyörittämiseen tarvitaan vääntömomenttia kaavan 5 mukaan.

$$M_t = \frac{\Delta p V_k}{2 \pi} \quad (5)$$

jossa M_t [Nm] on pumpun teoreettinen momentin tarve ja Δp [Pa] on pumpun yli vallitseva paine-ero. Todellisessa pumpussa kitkahäviöt tulevat mukaan, jolloin momentin tarve voidaan kirjoittaa seuraavasti.

$$M_{tod} = \frac{\Delta p V_k}{2 \pi \eta_{phm}} \quad (6)$$

Pumpun hydromekaaninen hyötysuhde riippuu sekä paineesta, että pyörimisnopeudesta. Paineen kasvaessa välykset kasvavat ja osien välisien voitelukalvojen paksuus kasvaa, jolloin kitka pienenee paineen kasvaessa. Pyörimisnopeuden ollessa alhainen liikutaan mekaanisten osien välillä lepokitkan alueella, jolloin kitka on hieman korkeampi kuin pyörimisnopeutta hieman kasvattaessa ja liikuttaessa puhtaasti liikekitkan alueella. Pyörimisnopeuden ja tilavuusvirran kasvaessa alkavat hydrauliset häviöt kasvaa voimakkaasti. Pyörimisnopeuden suhteen hyötysuhde on parhaimmillaan lepokitkan pienentyessä, mutta ennen kuin nesteen liikuttamisen kitkahäviöt alkavat vaikuttaa voimakkaasti. Paineen suhteen hydromekaaninen hyötysuhde kasvaa paineen noustessa.

Pumpun kokonaishäviö muodostuu kertomalla volumetrinen ja mekaanishydraulinen hyötysuhde keskenään. Eri pumpputyypeillä kokonaishyötysuhteet vaihtelevat merkittävästi toisistaan. Säätilavuuspumpuissa paras hyötysuhde saavutetaan suurinta kierrosluvua käytettäessä. Mäntäpumppu on ainoa pumpputyyppi, jolla päästään hyvällä hyötysuhteella korkeisiin paineisiin. Mäntäpumput ovat tästä syystä luonteva valinta suuritehoisiin hydrostaattisiin järjestelmiin. Lisäksi mäntäpumppuja on usein helpompi säätää kuin muun tyyppisiä pumppuja, joka entisestään lisää niiden soveltuvuutta hydrostaattisiin voimansiirtoihin. Mäntäpumppuja on kolmen tyyppisiä:

1. Rivimäntäpumppu
2. Radiaalimäntäpumppu
3. Aksiaalimäntäpumppu

Mäntäpumppuille on tyypillistä, että ne tuottavat tilavuusvirtaa syrjäytyselimen eli männän edestakaisen liikkeen avulla. Tämä tarkoittaa, että pumpussa tulee olla ohjausjärjestelmä, joka useimmiten on toteutettu joko mekaanisena pakko-ohjauksena

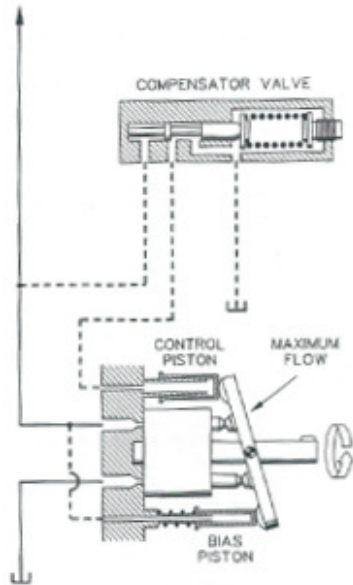
tai venttiiliohjauksena. Ohjausjärjestelmä tarvitaan, jotta neste pääsee kulkemaan puristustilaan ja sieltä pois oikea-aikaisesti.

Vinolevypumppu on suosituin ratkaisu säädettävän aksiaalimäntäpumpun rakenteena. Vinolevypumpun etuja ovat nopea kierrostilavuuden säätö, joka tapahtuu säätämällä vinolevyn ja käyttöakselin välistä kulmaa. Vinoakselipumpuissa sylinteriryhmä pyörii käyttöakselin mukana. Mäntiä liikuttava vinolevy ei pyöri käyttöakselin mukana, vaan se säätyy käyttöakseliin nähden kohtisuorassa olevan akselin suhteen. Tällöin vinolevyä seuraavat männät tekevät pumpun käyttöakselin kierroksen aikana käyttöakselin suuntaisen edestaikaisen liikkeen. Tilavuusvirran ohjaukseen männille käytetään jakolevyä. Vinolevypumppujen kokonaishyötysuhde on noin 0,9. Kokonaishyötysuhdetta heikentää hydrostaattinen laakerointi, jota tarvitaan sylinteriryhmän ja pumppurungon välille. [8], [23]

3.4.1 Vinolevypumpun säätö

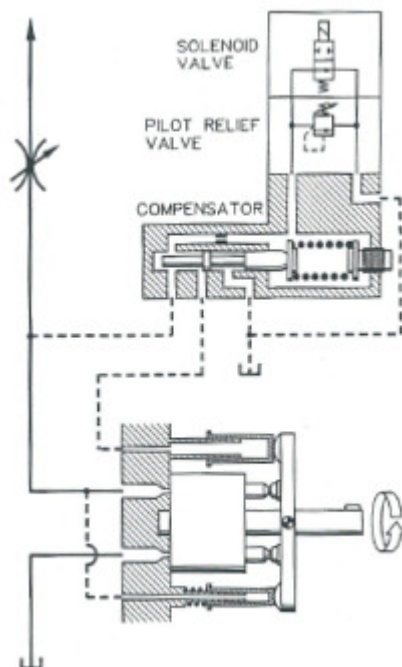
Tässä luvussa on käännetty ja referoitu lähteestä [11] yleiset vinolevytyyppisen aksiaalimäntäpumpun painesäädön periaatteet. Hyödyntämällä tässä esitettyjä säätötapoja saadaan toteutettua järjestelmä, joka säätää itseään automaattisesti vakiopaineasetuksen mukaan.

Vinolevypumpun yksinkertainen painesäätö on kuvattuna kuvassa 6. Vinolevyn kulmaan vaikuttavat kaksi mäntää: Tasapainomäntä ja ohjausmäntä. Ohjausmäntä on pinta-alaltaan suurempi kuin tasapainomäntä. Tasapainomännän puolella on lisäksi jousi. Paineportin ollessa paineeton tai, jos portissa vaikuttava paine on pienempi kuin kompensattoriventtiilin jousikuormituksen voittamiseen tarvittava, niin tällöin paine kulkeutuu tasapainomännän puolelle, jossa on myös jousi auttamassa kääntämään vinolevyä maksimitilavuusvirran suuntaan. Tällöin tilavuusvirta kasvaa, kuten myös paine, jos järjestelmässä on kuormaa tuottavia toimilaitteita. Paineen ylittäessä kompensattoriventtiilin jousivoiman avautuu paineelle tie ohjausmännälle. Ohjausmännän pinta-alan ollessa isompi kuin tasapainomännän, alkaa pumpun kulma pienentyä niin kauan kuin kompensattori venttiiliin vaikuttava paine on suurempi kuin siihen asetettu jousivoima. Pumpun kulma asettuu pienimpään arvoonsa, mutta silti pumpun ottama tilavuusvirta ei koskaan ole tasan nolla. Pumpussa tapahtuvissa vuotovirroista johtuen pumpun ottama tilavuusvirta on aina yli nollan. Nämä virtaukset ovat kuitenkin niin pieniä että ne voidaan pumpun tuottamaan maksimitilavuusvirtaan nähden katsoa olevan mitättömiä.



Kuva 6. Vinolevypumpun säätö [11]

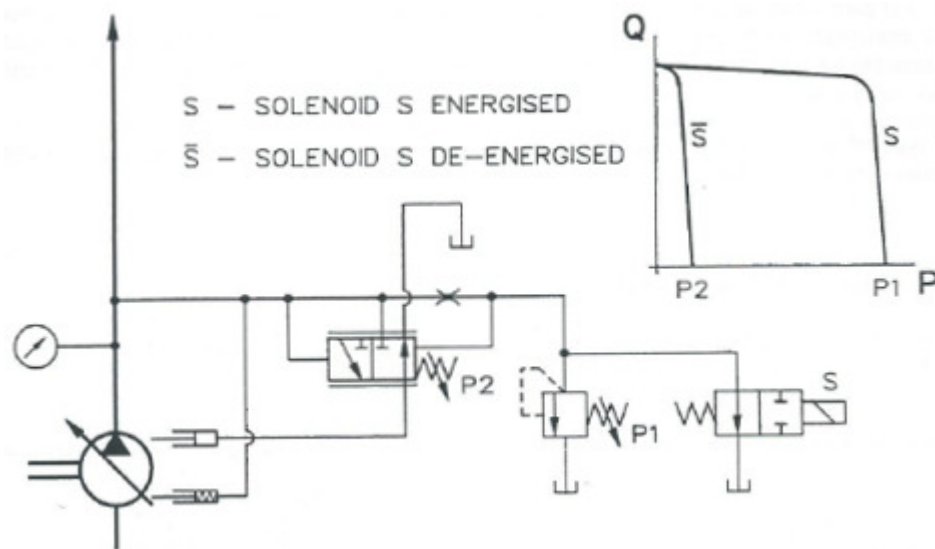
Tällainen säädin pyrkii aina kohti maksimikompensaattorin painetta. Jos pumppua halutaan käyttää tyhjäkäynnillä matalalla paineella, on käytettävä erillistä solenoidia, jolla voidaan ohjata pumpun kulma pienimpään asetukseen kuvan 7 mukaisesti.



Kuva 7. Pumpun säätimen yhteyteen asennettu tyhjäkäyntisolenoidi [11].

Solenoidin ollessa vapaassa tilassa jousikuorma asettaa venttiilin asentoon, jossa kompensattorin jousipuolen kammiosta paine pääsee vapaasti tankkiin. Näin ollen paine, jolla kompensattorin kara avautuu ja päästää paineen ohjausmännälle, on vain kompensattorin jousen vastuksesta riippuva. Yleensä tämä paine on 20 barin luokkaa. Näin ollen järjestelmässä vallitsee tyhjäkäynnillä vain 20 barin paine täyden järjestelmäpaineen sijaan. Tällainen toiminto on hyödyllinen järjestelmissä, joissa pumppua ei käytetä jatkuvasti.

Pumpun painetasoa on tarvetta säätää työkierron aikana monissa sovelluksissa. Painetasoa voidaan säätää portaittain asettamalla säätimeen eri asetuksisia painerajoja ja ohjaamalla kompensaattorin painetaso eri asetuksisien painerajojen kautta. Kuvassa 8 on esitetty pumpun ohjain, jossa voidaan solenoidilla valita kaksi painetasoa.



Kuva 8. *Kaksi painetasoa sisältävä säädin [11].*

Jos tarvetta on portaattomalle säädölle, se voidaan toteuttaa käyttämällä painerajana proportionaalimagneetilla ohjattua paineenrajoitusventtiiliä, jolloin painetta voidaan säätää portaattomasti.

3.5 Hydraulimoottorit

Hydraulimoottorit muuntavat hydraulisen tehon mekaaniseksi tehoksi eli ne toimivat päinvastoin kuin hydraulipumput. Kun halutaan laskea kuinka paljon tilavuusvirtaa haluttu pyörimisnopeus vaatii, saadaan tulos yhtälöstä.

$$Q_{mt} = n V_k \quad (7)$$

Kuten pumpuissa myös moottoreissa tapahtuu vuotoja. Vuodot otetaan laskennassa huomioon volumetrisellä hyötysuhteella kuten pumppujenkin tapauksessa. Vastaavasti vuotovirtaus kasvaa paineen kasvaessa, mutta sen osuus

kokonaistilavuusvirrasta pienenee pyörimisnopeuden kasvaessa. Hydraulimoottorin volumetrinen hyötysuhde siis paranee kierrosnopeuden kasvaessa. Ottamalla huomioon volumetrinen hyötysuhde saadaan halutulle pyörimisnopeudelle vaadittava tilavuusvirta kaavasta

$$Q_{mtod} = \frac{n V_k}{\eta_{mvol}} \quad (8)$$

Kun moottoria kuormitetaan, paine-ero sen yli kasvaa vastaamaan kuormittavaa momenttia. Kuormituksen voittamiseksi vaaditaan moottorin yli paine-ero Δp , joka voidaan ratkaista kaavasta

$$\Delta p_{mt} = \frac{2 \pi M}{V_k} \quad (9)$$

Teoreettisen kuormitusmomentin voittamiseen tarvittavan paineen lisäksi tarvitaan vielä tarpeeksi painetta lisää, jotta moottorin sisäiset häviöt voidaan voittaa. Moottorin tapauksessa häviötä aiheuttavat mekaaniset laakerikitkahäviöt ja hydrauliset häviöt.

Moottorin sisäiset häviöt muodostuvat vastaavalla tavalla kuin pumpussakin ja pyörimisnopeuden kasvaessa hydrauliset häviöt alkavat huonontaa hyötysuhdetta. Otettaessa huomioon hydromekaaninen hyötysuhde, saadaan todelliseksi kuormituksen voittamiseksi tarvittavaksi paine-eroksi

$$\Delta p_{mtod} = \frac{2 \pi M}{V_k \eta_{mhm}} \quad (10)$$

Kuormituksen vaatima mekaaninen teho saadaan kaavasta

$$P_{mek} = M \omega \quad (11)$$

Ottamalla huomioon moottorin kokonaishyötysuhde, saadaan todellinen kuormituksen voittamiseen tarvittava hydraulinen teho.

$$P_{mtod} = Q \Delta p = \frac{M \omega}{\eta_{mkok}} \quad (12)$$

Vaikka pumput toimivatkin päinvastoin kuin moottorit, on kummassakin omat rakenteelliset eronsa. Hydrostaattisessa voimansiirrossa käytettävä pumpputyyppejä on useimmiten vinolevypumppu, koska sillä voidaan ohjata järjestelmää helposti. Tyypillisesti hydrostaattista voimansiirtojärjestelmää ohjataan juuri pumpulla, jolloin moottorien valinnassa on enemmän vaihtelua käyttökohteen mukaan. Moottorit eroavat rakenteensa osalta pumpuista erityisesti laakeroinnin osalta, sillä toisin kuin pumppujen, moottoreiden täytyy usein kantaa myös akseliin kohdistuvia sivuttaisvoimia.

Moottorit on jaoteltu käyntinopeuksien mukaan kolmeen ryhmään: hidaskäyntisiin, keskinopeuksiin ja nopeakäyntisiin. Moottorit voidaan myös jakaa

vakiotilavuuksisiin ja muuttuvatilavuuksisiin. Moottoreita voidaan vielä jaotella sen mukaan voidaanko niitä käyttää kahteen suuntaan pyörivänä vai vain yhteen suuntaan pyörivänä.

Hidaskäyntisissä moottoreissa on tyypillistä suuri kierrostilavuus. Suuri kierrostilavuus saavutetaan joko suurilla syrjäytyselimillä tai rakenteella, jossa syrjäytyselimet tekevät monta työvaihetta yhtä moottorin kierrosta kohden. Tällaiselle rakenteelle on tyypillistä hidaskäyntisyys ja suuri vääntömomentti.

Kaksi yleisintä hidaskäyntistä radiaalimäntämoottorityyppiä ovat ulkoisin virtauskanavin varustetut moottorit sekä sisäisin virtauskanavin varustetuista moottoreista sellaiset, joissa kukin syrjäytyselin tekee useita iskuja yhtä akselin kierrosta kohti. Ulkoisin virtauskanavin varustetut moottorit ovat pääsääntöisesti vakiotilavuuksisia. Tällaiset moottorit ovat usein rakenteeltaan sellaisia, että moottorin kampiakselia pyörittää säteittäin tähtimäisesti sijaitsevilla sylintereillä liikkuvat männät. Öljy ohjataan sylinteriin akselin mukana pyörivän jakolevyn avulla. Yleisesti tällaisessa moottorirakenteessa on käytössä 5 – 7 sylinteriä. Tällaisten moottoreiden käyttöpainne on 10 – 45 MPa ja pyörimisnopeusalue 5 – 500 r/min. Hyvän laakeroinnin ja pienten vuotojen ansiosta kokonaishyötysuhde on 0,88 – 0,92. Tämän tyyppinen moottori soveltuu käytettäväksi sekä avoimen-, että suljetun piirin hydraulijärjestelmissä. Olemassa on sovelluksia, joissa muutetaan tilavuutta muuttamalla kampiakselin iskun pituutta. Tällaisella moottorilla voidaan toteuttaa myös portaaton kierrostilavuuden säätö [12], mutta useimmiten tähtimoottorisovelluksista on tuotannossa yksitilavuuksiset tai kaksitilavuuksiset versiot.

Sisäisin virtauskanavin varustettu hidaskäyntinen radiaalimäntämoottori koostuu sylinteriryhmään keskeisesti sijoitetusta kehärenkaasta, jonka ratakäyrä muodostaa useita nokkia. Sylinteriryhmä pysyy paikallaan ja kehärenkas liikkuu. Mäntiin on kiinnitetty vierintäelin, joka kulkee kehärenkaan nokkaprofiilia pitkin. Vierintäelimen ja nokkarenkaan välille muodostuu voima, kun mäntiä paineistetaan sopivassa järjestyksessä. Tämä voima saa aikaan nokkarengasta ja siten myös moottorikotelo pyörittävän momentin. Sylinterit on kytketty siten että vastakkaiset mäntävoimat kumoavat laakereihin kohdistuvan resultanttivoiman. Tällaisen moottorityypin erikoisominaisuuksiin kuuluu että nokkarenkaan kanssa kosketuksissa olevien mäntien määrää voidaan muuttaa. Tällä tavoin voidaan toteuttaa portaattaista kierrostilavuuden säätöä. Irrottamalla kaikki männät nokkarenkaalta saadaan aikaan vapaasti pyörivä rakenne. Tällainen rakenne on erityisen kätevä tilanteissa, joissa vetoa käytetään vain osan ajasta. Tällaisia ratkaisuja ovat monet avustavat vetoratkaisut, joita on käytössä esimerkiksi kuorma-autoissa toteutetuissa nelivetoratkaisuissa ja erilaisissa vaunun vetoratkaisuissa, joissa vetoa tarvitaan vain pahimmissa paikoissa.

Sisäisin virtauskanavin varustettujen radiaalimäntämoottoreiden käyttöpainnealue on noin 20 – 40 MPa ja pyörimisnopeusalue 1 – 500 r/min. Kuten ulkoisin virtauskanavin varustettu radiaalimäntämoottori, myös sisäisin virtauskanavin varustettu radiaalimäntämoottori omaa korkean hydromekaanisen hyötysuhteen.

Kokonaishyötysuhde kyseisellä moottorityypillä on noin 0,87. Tällainen sisäisin virtauskanavin varustettu moottori on tyypillinen ratkaisu napamoottoreissa.

Radiaalimäntämoottorit ovat suosittuja ajovoimansiirroissa. Niiden rakenne, jossa männät liikkuvat akselia vastaan kohtisuorassa, saadaan pakattua sopivasti siten, että moottori sopii pyörän navan sisälle. Radiaalimäntämoottoreiden etuna ovat erinomainen käynnistysmomentti ja hyvä hyötysuhde. Haittapuolina on verrattain alhainen kierrosnopeus, mutta käytettäessä moottoria navassa pieni kierrosnopeus ei yleensä aiheuta ongelmia. Radiaalimäntämoottoreiden tilavuutta ei tyypillisesti voi kuitenkaan säätää, muuten kuin portaittain muuttamalla aktiivisten mäntien määrää.

3.6 Hydrostaattisen tehonsiirron toteutustapoja

Hydrostaattinen tehonsiirto on useimmiten toteutettu suljettuna järjestelmänä. Suljetun järjestelmän etuja ovat hyvä hyötysuhde ja keveys. Haittapuolena on hinta, joka muodostuu korkeaksi, kun käytetään säätötilavuuksisia komponentteja.

Hydrostaattisen voimansiirron käyttökohteet vaihtelevat niin koon kuin olosuhteiden mukaan merkittävästi, joten käytössä olevat ratkaisut eroavat toisistaan huomattavasti. Ajovoimansiirroille voidaan kuitenkin esittää neljä tyypillistä ratkaisutapaa:

1. Hydrostaattinen voimansiirto jossa on yksi pumppu ja yksi moottori, jonka vääntömomentti on mekaanisesti johdettu pyörille.
2. Akselikohtaiset moottorit
3. Rengaskohtaiset moottorit
4. CVT-vaihteisto

Ensimmäisen kohdan ratkaisussa hydrostaattinen voimansiirto on yksinkertainen ja koostuu yhdestä pumpusta ja moottorista. Johtamalla hydraulimoottorin tuottama teho mekaanisten välitysten kautta pyörälle saadaan mekaanista vaihteistoa käyttämällä lisättyä hyötysuhteeltaan käyttökelpoista nopeusaluetta. Tasauspyörästö on mekaaninen ja ei vaadi hydraulista ohjausta. Tästä seuraa myös se että tasauspyörästön lukitseminen täytyy toteuttaa mekaanisesti ja esimerkiksi luistonestossa joudutaan käyttämään mekaanisia jarruihin perustuvia ratkaisuja [8].

Akselikohtaisilla moottoreilla voidaan lisätä hydraulikalla toteutettavaa ajovoimansiirron ohjausta. Tässä vaihtoehdossa keskitasauspyörästö täytyy toteuttaa hydraulisesti. Toisaalta tällainen järjestely mahdollistaa nelivedon ja näin ollen hyvän maastokelpoisuuden hitaassa nopeudessa, jolloin pumpun tuotto jakautuu tasaisesti kahdelle moottorille. Akselikohtaiset pyörimisnopeuserot voidaan ottaa huomioon hydraulikan ohjauksessa. Toisaalta kytkettäessä toinen moottoreista pois kierrosta ja johtamalla koko pumpun tuotto yhdelle moottorille, voidaan kasvattaa ajoneuvon nopeutta hyvissä olosuhteissa, jolloin kaksi vetävää pyörää riittävät tuottamaan tarvittavan etenemiskyvyn.

Rengaskohtaisilla moottoreilla voidaan ja joudutaan entisestään lisäämään hydraulista ohjausta. Tämä mahdollistaa toimilaitesäätönä toteutettavan luistoneston toteuttamisen. Myös tässä tavassa vetokyvyn eli vetävien pyörien lisääminen hidastaa saavutettavaa huippunopeutta, ja vastaavasti kuten edellä mainittiin, voidaan moottoreita jättää käyttämättä ja saavuttaa erilaisia ajonopeuksia.

Hydrostaattisen tehonsiirron käyttämistä CVT vaihteiston osana on tutkittu viime aikoina paljon ja kyseiselle sovellukselle on löytynyt käyttökohteita erityisesti traktoreiden osalta. Traktoreissa CVT vaihteiston ja hydrostaattisen voimansiirron yhdistelmä tarjoaa tarkkaa säädettävyyttä ja suuren vetovoiman hitaan nopeuden alueella. Käyttämällä vaihteiston mekaanista tehonsiirto-osiota suuremmissa nopeuksissa ja kevyellä kuormalla, saadaan hyötysuhde säilytettyä korkeana, mikä on pelkällä hydrostaattisella voimansiirrolla mahdotonta. [13]

Käytettäessä avointa hydraulijärjestelmää suurin etu on komponenttien hinta. Teollisuushydrauliikan volyymeillä komponenttien hintataso on halvempi, ja valinnan varaa on enemmän. Kaikkia teollisuuskäyttöön suunniteltuja komponentteja ei ole tarkoitettu toimimaan mobilekäytössä, mutta myös avoimen hydraulijärjestelmän komponentteja on tarjoilla mobilesovelluksiin.

4 TEHONSIIRRON SUUNNITTELUN ALKUARVOJEN JA RAJOITUSTEN MÄÄRITTÄMINEN

Vaunun tehonsiirron suunnittelulle oli muutamia lähtötietoja, joiden perusteella järjestelmän suunnittelu aloitettiin. Lähtötietoina olivat vaunun massa ja turvelastin tilavuus, joista voidaan laskea vaunun kokonaismassa. Järjestelmän tehonlähteenä toimii traktorin voiman ulosotto. Tehonsiirron mitoitus aloitettiin arvioimalla tarvittava vetovoima, sillä sille ei ollut annettu lähtötietona mitään lukuarvoa. Vetovoimaa arvioitiin pääasiassa teoreettisesti, mutta myös joitain sovellusesimerkkejä tutkittiin.

Suunnitteluvaiheessa ideoituja järjestelmätyyppejä käytiin läpi ja niiden toteuttamiskelpoisuutta arvioitiin. Kolmen toteutustavan osalta suoritettiin pääkomponenttien mitoituslaskut, jotta eri järjestelmätyyppejä voitiin vertailla.

Mekaanisten, nykyisissä vaunuissa käytössä olevien, osien soveltuvuutta tarkasteltiin suorittamalla akselin kestävyys tarkastelu heikoimmaksi arvioidun voimansiirron komponentin osalta. Voimansiirrosta käytössä olevien osto-osien kestävyys varmistettiin valmistajan edustajalta.

4.1 Mitoituksen alkuarvot

Voimansiirron toteutusta kartoitettiin seuraavilla lähtötiedoilla: nopeusalueen tulisi olla 2 – 5 km/h ja vaunua tulisi voida siirtoajossa vetää 50 km/h vauhdilla. Lisäksi vaunun vedon tulisi toimia myös peruutettaessa. Varsinaisia rajoitteita oli vaatimus käyttää nykyisessä konstruktiossa käytössä olevaa pyörää. Vetovoimasta ei ollut tietoja saatavilla, joten suuruusluokka täytyisi arvioida. Tavoitteena oli perinteisiä avustavia vetoja raskaampi versio. Suurin voiman tarve traktori-vaunuyhdistelmällä on aumalle nousussa tai vaihtoehtoisesti pehmeässä paikassa ajettaessa. Aumalle nousu tapahtuu luiskaa pitkin, jonka kaltevuuden tyypilliseksi arvoksi arvioitiin 20 prosenttia.

Tarvittava vetovoima on hydrostaattisen tehonsiirron suunnittelun perusta. Tarkempien lähtöarvojen puuttuessa, tarvittavaa vetovoimaa pyrittiin kartoittamaan erilaisin menetelmin. Aluksi tutkittiin puhtaasti teoreettisten laskujen pohjalta mahdollisesti tarvittavia voimia.

Vetokoneena tällaisen vaunun edessä käytetään lähes poikkeuksetta dieselmoottorikäyttöistä maataloustraktoria. Tällaiset traktorit ovat aina varustettu standardin ISO 500 mukaisella 540 r/min ja 1000 r/min voimanulosotoilla [14]. Voimanulosotto on toteutettu siten, että dieselmoottorin suurimmalla käyntinopeudella voimanulosotto pyörii 1000 kierrosta minuutissa. Tällöin dieselmoottori ei usein toimi

erityisen hyvällä hyötysuhteella. Uusimmissa traktoreissa esiintyy kuitenkin 1000E tila, jolloin traktorin dieselmoottorin kierroksia tiputetaan paremmalle hyötysuhdealueelle [20]. Voimanoton nimellisnopeus vaihtelee myös traktorikohtaisesti, jolloin joissain traktoreissa voimanoton nimelliskierrosluku saavutetaan alhaisemmilla dieselmoottorin kierroksilla.

Hydrostaattisen tehonsiirron käyttötehonlähteenä on tarkoitettu käyttää traktorin voiman ulosottoa. Tässä käyttötehonlähderatkaisussa on perusteena se, että vaunun halutaan toimivan täysin omana yksikkönään. Hydrostaattisen järjestelmän avulla saadaan vaunun tehonsiirto rakennettua siten, että vetotraktoria voidaan vaihtaa helposti. Vaunun ollessa itsenäinen yksikkö ei traktori ole millään muotoa sidottu vaunuun, kuten esimerkiksi siinä tapauksessa, että traktoriin olisi sovitettu erillinen nokkapumppu suoraan traktorin moottorin yhteyteen. Vastaavasti nykyinen mekaaninen voimansiirto on sidottu traktorikohtaisesti, sillä mekaanisen vedon välitys on sovitettu tietyille traktorin voimanoton nopeudelle ja rengaskoolle.

Voimansiirron ratkaisujen tulisi olla myös mahdollisimman halpoja, jotta erillinen veto olisi kannattavasti valmistettavissa. Tästä syystä pyrittiin painetaso pitämään maltillisena alle 250 bar:ssa. Maltillisen painetason seurauksena letkuissa ja putkissa ei tarvita erityisiä ja kalliita ratkaisuja, joita suuret paineet vaatisivat [8]. Matala painetaso rasittaa myös hydraulikan komponentteja vähemmän.

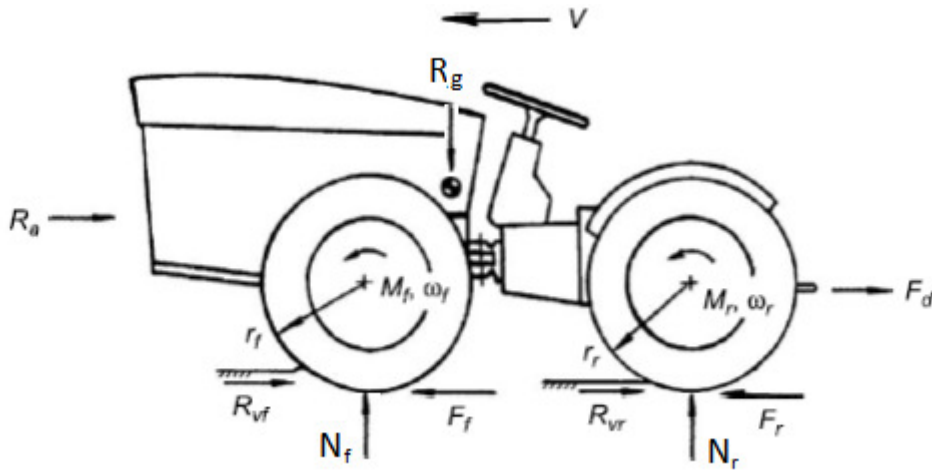
4.2 Vetovoiman teoreettinen arviointi

Mittaustietojen puuttuessa vetovoimaa täytyi arvioida teoreettisesti. Tässä luvussa on käsitelty lyhyesti vetokoneen teoreettinen tarkastelu ja esitetty mittaustuloksia erilaisista vastuskertoimista erilaisissa olosuhteissa.

Kahden eri vaunutyyppin statiikka on laskettu mäennousutilanteessa, jonka perusteella on määritetty laskennallisia tukivoimia yhdistelmän kullekin akselille. Tukivoimien perusteella on laskettu tarvittavia vetovoimia ja hyödynnettävissä olevan vetovoiman määrää ja arvioitu hydrostaattisen tehonsiirron tehon tuoton tarve.

4.2.1 Vetokoneeseen vaikuttavat voimat

Kuvassa 9 on esitetty vetokoneeseen vaikuttavat voimat. Matemaattisessa muodossa vetokoneen yhtälö on esitetty yhtälössä (13).



Kuva 9. Vetokoneeseen vaikuttavat voimat mukailtuna lähteestä [15].

$$F_f + F_r = R_a + F_d + R_{vf} + R_{vr} \pm R_g \quad (13)$$

Tehonlähteen tuottama momentti siirretään vaihteiston ja renkaiden kautta maastoon kaavan (14) mukaan.

$$F = \frac{M i \eta}{r} \quad (14)$$

$$r_f = r_r = r \quad (15)$$

$$F_f + F_r = F \quad (16)$$

Kaavassa (14) M on tehonlähteen tuottama momentti, i vaihteiston kokonaisvälitys sekä η vaihteiston hyötysuhde. Olettamalla että etu- ja takapyörien säteet r_f ja r_r ovat yhtäsuuret ja että tehonlähteen momentti jakaantuu tasan etu- ja taka-akselille, voidaan kaavan (14) mukaan laskea tehonlähteen tuottaman momentin M tuottama kokonaisvetovoima F . Tämä voima voi olla liian pieni yhdistelmän liikuttamiseksi, mutta yleensä hyödynnettävää vetovoimaa rajoittaa alustan kitka. Kaavoissa (17) ja (18) on esitetty miten pyöräkohtaiset vetovoimat määräytyvät akselin tukivoiman ja kitkakertoimen perusteella. [15]

$$F_f = \mu N_f \quad (17)$$

$$F_r = \mu N_r \quad (18)$$

Kaavassa (13) R_a tarkoittaa aerodynaamista vastusta, joka tämän työn tarkasteluissa ei ole oleellista, sillä käytettävät nopeudet ovat niin pieniä, että aerodynaaminen vastus ei vaikuta merkittävästi tuloksiin. Pyörien vierinnästä aiheutuva vastusvoimat etu- ja taka-akselilta, R_{vf} ja R_{vr} , muodostuvat tukivoiman ja vastuskertoimen c tulona kaavan (19) mukaisesti. Kertoimelle c on käytetty taulukoituja

arvoja. Vastus voima R_g muodostuu kaavan (20) mukaisesti ja kuvaa siis maan painovoiman aiheuttamaa vastusta, kun kuljetaan kaltevalla tasolla. [15]

$$R_{vf} = c N_f \quad (19)$$

$$R_g = G \sin(\alpha) \quad (20)$$

F_d on vetokoukun vetovoima eli voima, jolla kyseinen kulkuneuvo voi hinata työkoneita, muodostuu vetävien ja vastustavien voimien summana. Voima F_d ilmoittaa siis kuinka paljon tehonlähteen voimasta jää hyödynnettäväksi työlaitteen vetoon, kun vastusvoimat on otettu huomioon.

4.2.2 Maaston kulkuvastuksen arviointimenetelmät

Tämän työn tarkasteluissa kulkuvastuksia ja kitkaa on pyritty kartoittamaan kirjallisuudesta saatujen arvojen perusteella ja vertaamalla saatavilla oleviin tutkimustuloksiin. Tässä kappaleessa on esitelty lyhyesti yleisiä tarkempia maaston analysointimenetelmiä.

Maaston ominaisuudet vaikuttavat merkittävästi yhdistelmän liikuttamiseen tarvittavaan voimaan. Maaston ominaisuuksia liikkuvien koneiden kannalta on tutkittu tyypillisesti kolmella eri tavalla. WES-metodilla, Bekker- metodilla sekä Plastisuusteorialla.

WES-metodissa maastoa tutkitaan standardisoidulla kartiolla, joka upotetaan tutkittavaan maahan. Upottaminen mittaa samanaikaisesti maan kantokykyä ja tunkeutumiseen tarvittavaan voimaa. Voimasta, joka tarvitaan kartion upottamiseen maahan, saadaan johdettua kartio-indeksi. Kartioindeksiä voidaan verrata mitattuihin tuloksiin ajoneuvon liikkumisesta [16].

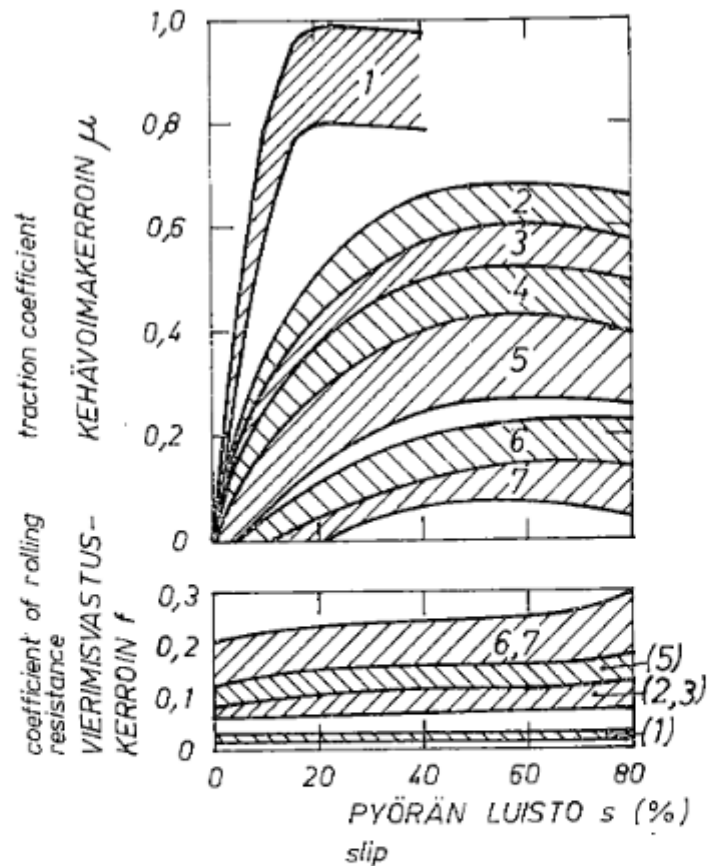
Bekker-metodissa tutkittavaan maastoon upotetaan levy, jonka mitat ovat verrannollisia tutkittavan kohteen mittoihin. Levyllä tutkitaan maaston uppoamiskäyttäytymistä. Levyn kuormittamisen ja uppoamisen, sekä kuormittamisen ja maan repeytymisen suhteista voidaan johtaa maalaadun ominaisuudet [16].

Plastisuusteoriaa voidaan myös käyttää maaston tutkimiseen. Tietokone mallinnuksen avulla voidaan käyttää 3D mallia, jolla voidaan ennustaa maaston ja maastossa liikkuvan koneen liikkeitä [16].

Kolme edellä esitettyä tapaa tutkia maaston ominaisuuksia sisältävät paljon mittauksia. Mittauksia tarvitaan, jotta saadaan riittävä yhteys tutkittavan maaston ja käytettävän tutkimustavan välille.

Turvekentän ja aumalle johtavan ajouran kulkuvastuksista olisi hyvä tehdä tutkimus, jonka avulla voidaan tehdä määritys kitkakertoimelle ja vierintävastukselle. Kuitenkin turvekoneiden koko on niin suuri, että kevyen kenttätestin perusteella ei välttämättä saada riittävää tarkkuutta, jotta voitaisiin johtaa tuloksia, jotka toimivat

oikean koneen tapauksessa. Turvekentän ominaisuuksien arviointia hankaloittaa vielä se, että olosuhteet muuttuvat rajusti jo turvekentän sisällä. Kenttien välillä voi olla turvelaadusta johtuvia eroja kitka- ja painumisominaisuuksissa, jotka entisestään lisäävät hajontaa kitkaominaisuuksia kuvaavien kertoimien arvoissa. Turvelaaduissa olevien eroavaisuuksien takia auman nousukohtaan pakkautunut ajoura voi myös vaihdella pito-ominaisuuksiensa suhteen voimakkaasti.



Kuva 3. Vierimisvastus- ja kehävoimakertoimen riippuvuus luistosta eri maa-lajeilla. — Coefficient of traction and rolling resistance on different soils. [15/]

1. Kuiva betoni ja asfaltti — dry concrete and tarmac
2. Kuiva savi, sänti — dry loam, stubble
3. Savinen hietä, sänti — loamy sand, stubble
4. Kostea savinen hietä — loamy sand, moist
5. Märkä hiesusavi — clay loam, wet
6. Hiesu — silt
7. Lieju — soil slurry

Kuva 10. Kitka- ja vierinvastuskertoimia [17].

Kuvassa 10 on esitetty kuvaajalla vierintävastuksia ja kitkakertoimia eri maalajeille. Arvioidaan että hyvin pakkautuneen turveauman ominaisuudet ovat taulukon kohdan 3 ja 4 välillä. Valitaan tarkasteluissa käytettäväksi arvoiksi 0,5 kitkakertoimelle ja 0,12 vierinvastukselle. [17]

Traktorin vetovoimasta löytyi Koneviestin [18] julkaisema tutkimustulos. Noin seitsemän tonnin painoinen nelivetotraktori pystyy tuottamaan peltomaalla noin 30 kN vetovoiman. Testissä käytetty seitsemän tonnin painoinen traktori on tyypillinen isohko nykytraktori. Turvetuotannossa käytössä on usein isohkoja traktoreita, sillä turvekoneet vaativat usein paljon tehoa. Turvetyömailla käytössä ei yleisesti ole aivan viimeisimmät mallit, vaan hieman vanhemmat ison kokoluokan traktorit. Turvetyömailla on myös tyypillistä käyttää paripyöriä, joskus jopa kolmea pyörää rinnakkain, jolloin pyörävarustus lisää traktorin massaa, mutta samalla estää painumisen pehmeissä kohdissa. Paripyörävarustetun traktorin voidaan olettaa painavan noin 6000- 7000 kg [19], jolloin kyseisen testin tuloksia voidaan käyttää arvioidessa hyödyksi. Käyttämällä valittuja arvoja saadaan 7300 kg painoiselle traktorille laskennalliseksi vetovoimaksi 35 kN, joka vastaa melko hyvin testin tuloksia. Peltomaan ja turvemaan vertailukelpoisuudesta ei kuitenkaan ole näyttöä, joten tulosten varsin hyvästä vastaavuudesta huolimatta laskennallinen malli ei välttämättä ole yhtä tarkka turvemaan tapauksessa.

Maastosta johtuvien ominaisuuksien lisäksi ilmakumirenkaan vierinvastus, joka koostuu pääasiassa renkaan hystereesistä, vaikuttaa yhdistelmän vetovoimaan. [9b] Tässä työssä ei ole kuitenkaan tutkittu renkaan ominaisuuksia erityisen tarkasti, sillä se vaatisi tarkempaa tietoa renkaiden ominaisuuksista. Lisäksi arvioidaan että maaston vastukset ovat merkittävämpiä ja riittävän tarkkoja tämän työn tarkasteluissa.

4.2.3 Laskennan toteutus

Laskut on suoritettu Excel- taulukkolaskentaohjelmalla, jolla erilaiset muutokset on helppo muokata siten, että koko laskenta päivittyy. Excelin toinen hyvä puoli on, että se on yleisesti käytössä ja saatavilla eikä näin ollen aiheuta valmistajalle kustannuksia laskentaohjelman hankinnan muodossa.

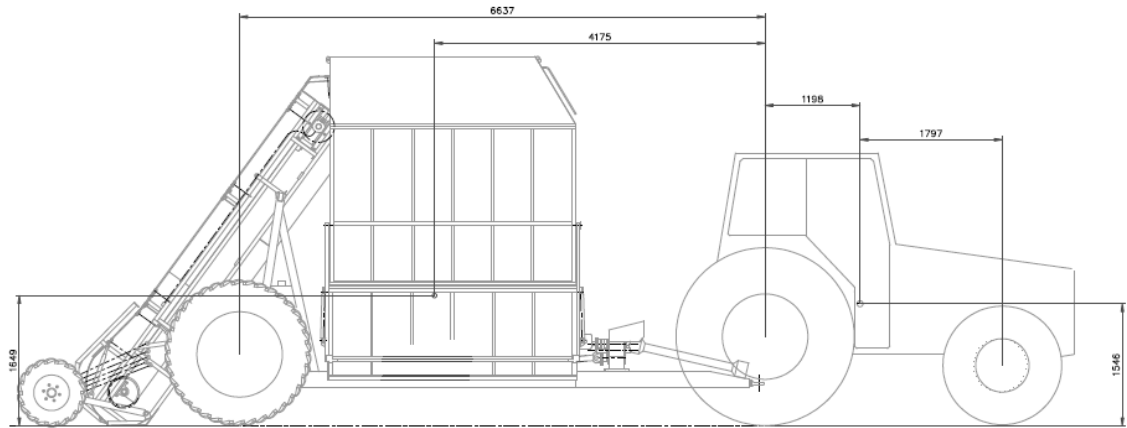
Taulukoissa on listattuna alkuarvot, joiden avulla on laskettu tässä kappaleessa vetovoimia ja myöhemmin myös komponenttien mitoitus on suoritettu vastaavalla tavalla, käyttäen luvussa kolme esiteltyjä hydrauliiikan peruskaavoja.

4.2.4 Statiikan tarkastelu M-40 V vaunulle

Tarkastellaan tarkemmin ensin perinteisen yksiakselisen perävaunun statiikkaa. Laskuihin on valittu vetokoneeksi Valtra T154, näin voidaan käyttää valmistajan ilmoittamia mittoja ja painoja. Kyseinen mallin arvioidaan esittävän hyvin keskimääräistä turvetuotannossa käytettävää traktoria.

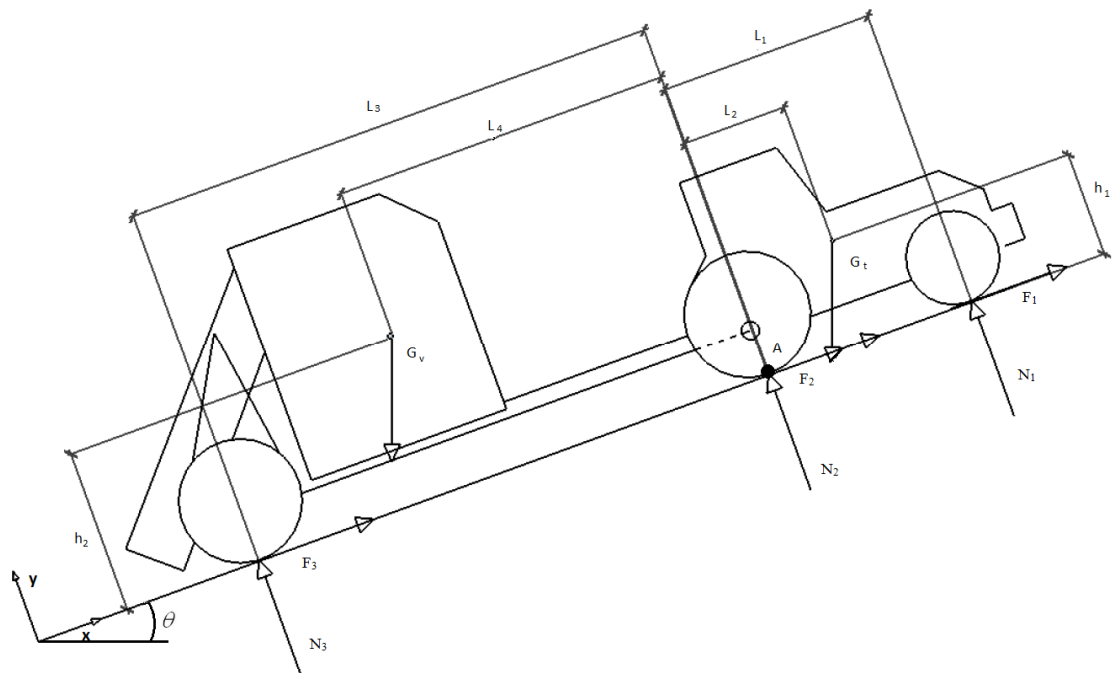
Traktorin omamassa on ajokunnossa 7300 kg. Valtran teknisistä tiedoista selviää myös traktorin akseliväli 2995 mm, sekä painojakauma: 40 % etuakselilla ja 60 % taka-akselilla. Painojakauman perusteella voidaan laskea painopisteen sijainti traktorin kulkusuunnassa [20]. Massakeskipisteen korkeutta ei tiedetä, mutta se on arvioitu korkeudelle 1500 mm maan pinnasta.

Tutkitun M-40 V vaunun massa on tyhjänä 6800kg, vaunun turvelastin tilavuus on 37 m^3 . Turve pyritään keräämään, kun sen kosteus on 40 % [2], jolloin turpeen tiheydeksi arvioidaan 350 kg/m^3 . Tästä saadaan vaunun kokonaispainoksi 19750 kg. Turpeen kosteus voi kuitenkin vaihdella ja todellisuudessa täydellä turvekuormalla 20 000 kg ylittynee silloin tällöin.



Kuva 11. Vaunun ja vetokoneen periaatepiirros (M-40 V).

Kuvassa 11 on esitetty M-40 vaunun periaatekuva toimintatilassa. Kuvaan on merkattu mittoja ja massakeskipisteiden oletetut paikat. Näiden tietojen perusteella on määritetty kuhunkin akseliin vaikuttavat voimat.



Kuva 12. Yhdistelmän kaaviokuva statiikan laskuja varten (M-40 V).

Kuvassa 12 näkyvät traktorista ja M-40 vaunusta muodostuvaan yhdistelmään vaikuttavat voimat 20° mäessä. Kirjoittamalla voimatasapainon yhtälöt,

$$\sum F_x = 0 = \mu\gamma_1 N_1 + \mu\gamma_2 N_2 + \mu\gamma_3 N_3 - G_t \sin \theta - G_v \sin \theta \quad (21)$$

$$\sum F_y = 0 = N_1 + N_2 + N_3 - G_t \cos \theta - G_v \cos \theta \quad (22)$$

$$\sum M_{t,A} = 0 = +N_1 L_1 - \cos \theta G_t L_2 + \sin \theta G_t h_1 \quad (23)$$

$$\sum M_{t,A} = 0 = -N_3 L_3 + \cos \theta G_v L_4 + \sin \theta G_v h_2 \quad (24)$$

ja ratkaisemalla esitetyistä yhtälöistä tukivoimat,

$$N_1 = \frac{G_t(\cos \theta L_2 + \sin \theta h_1)}{L_1} \quad (25)$$

$$N_3 = \frac{G_v(\cos \theta L_4 + \sin \theta h_2)}{L_3} \quad (26)$$

$$N_2 = G_t \cos \theta + G_v \cos \theta - N_1 - N_3 \quad (27)$$

voidaan tutkia mäen kaltevuuden vaikutusta tukivoimiin ja vetokykyyn. Kulkusuunnan eli x-akselin suhteen voimia on kuvattu siten, että työntövoimaa rajoittaa kitkakerroin μ ja vierintävastusta kuvaamaan on käytetty kirjainta c . Vierintävastuksen vaikutus on huomioitu etenemiseen liittyvissä laskuissa. Muuttamalla näitä kertoimia, voidaan laskennallisesti arvioida yhdistelmän kykyä liikkua. Taulukon 1 tiedot toimivat lähtöarvoina tutkitun yhdistelmän statiikan laskennalle ja taulukossa 2 on esitetty laskennan tuloksia. Taulukon 2 tiedoista voidaan päätellä karkeasti millaisella pinnalla kyseinen yhdistelmä voisi liikkua ja millainen tehon tarve kussakin tilanteessa on. Lisäksi niistä voidaan lukea kuinka paljon tehoa saadaan siirrettyä yhdistelmää liikuttavaksi voimaksi, kun otetaan huomioon kitka ja vierintävastus.

Taulukko 1. Laskennassa käytetyt massat, sekä mäennousukulma ja kitka- ja vastus kertoimet (M-40 V)

Alustan kaltevuus	kulma	0 °	0 rad	0 %
Traktorin massa [kg]	m_t	7300		
Vaunun massa [kg]	m_v	19750		
kitkakerroin [-]	μ	0,2		
vierinvastus kerroin [-]	c	0,2		

Taulukko 2. Tukivoimat ja vetovoimat tasaisella pinnalla huonoissa etenemisolosuhteissa (M-40 V).

Traktorin etuakselin tukivoima	N_1	28645	N	11	%
Traktorin taka-akselin tukivoima	N_2	114839	N	43	%
Vaunun akselin tukivoima	N_3	121877	N	46	%
Yhdistelmän vetovoima kitka huomioituna	$\mu(N_1+N_2+N_3)$	53072	N		
Traktorin etuakselin vierinvastusvoima	R_{v1}	5729	N		
Traktorin taka-akselin vierinvastusvoima	R_{v2}	22968	N		
Vaunun vetävän akselin vierinvastusvoima	R_{v3}	24375	N		
Mäktivastus	R_g	0	N		
Vierintävastus ($R_{v1}+ R_{v2}+ R_{v3}$)	R_v	53072	N		
Etenemiseen tarvittava vetovoima	R_g+R_v	53072	N		
Teoreettinen maksimi vetovoima	$N_1+N_2+N_3$	265361	N		
Yhdistelmän nettovetovoima	F_d	0	N		
Vetovoima akselilla 1	F_1	5729	N		
Voima akselilla 2	F_2	22968	N		
Voima akselilla 3	F_3	24375	N		

Taulukosta 2 havaitaan, että yhdistelmän painojakauma on sellainen, että traktorin taka-akselin ja vaunun akselin kuormitus on hyvin lähellä toisiaan. Yli 45 % yhdistelmän vetovoimasta on saavutettavissa vaunun vetävillä pyörillä.

Taulukossa 1 käytetyt kitka- ja vastuskertoimet ovat valittu arvoon 0,2 haarukoimalla siten, että ne kuvaavat minimivaatimuksia yhdistelmän liikkumiseksi. Tämä voidaan todeta taulukon 2 kohdasta: Yhdistelmän nettovetovoima joka on 0 N. Kitkakertoimen ja vierintävastuksen arvot vastaavat tällöin hiesumaan olosuhteita kuvan 10 graafin mukaan.

Taulukko 3. Aumallenusukyvyn arviointiin käytetyt arvot (M-40 V).

	kulma	20 °	0,35 rad	36 %
Traktorin massa	m_t	7300		
Vaunun massa	m_v	19750		
kitkakerroin	μ	0,5		
vierinvastus kerroin	c	0,12		

Käyttämällä vierintävastukselle arvoa 0,12, joka vastaa kuvan 10 käyrästäön mukaan suhteellisen hyviä savisia olosuhteita sekä vastaavanlaiseen maastoon tarkoitettua kitkakertoimen arvoa voidaan todeta, että tämän laskentamallin mukaan yhdistelmä voi nousta jopa 36 % kaltevuuksisen nousun.

Taulukko 4. Tukivoimat ja vetovoimat 10 ° nousussa (M-40 V).

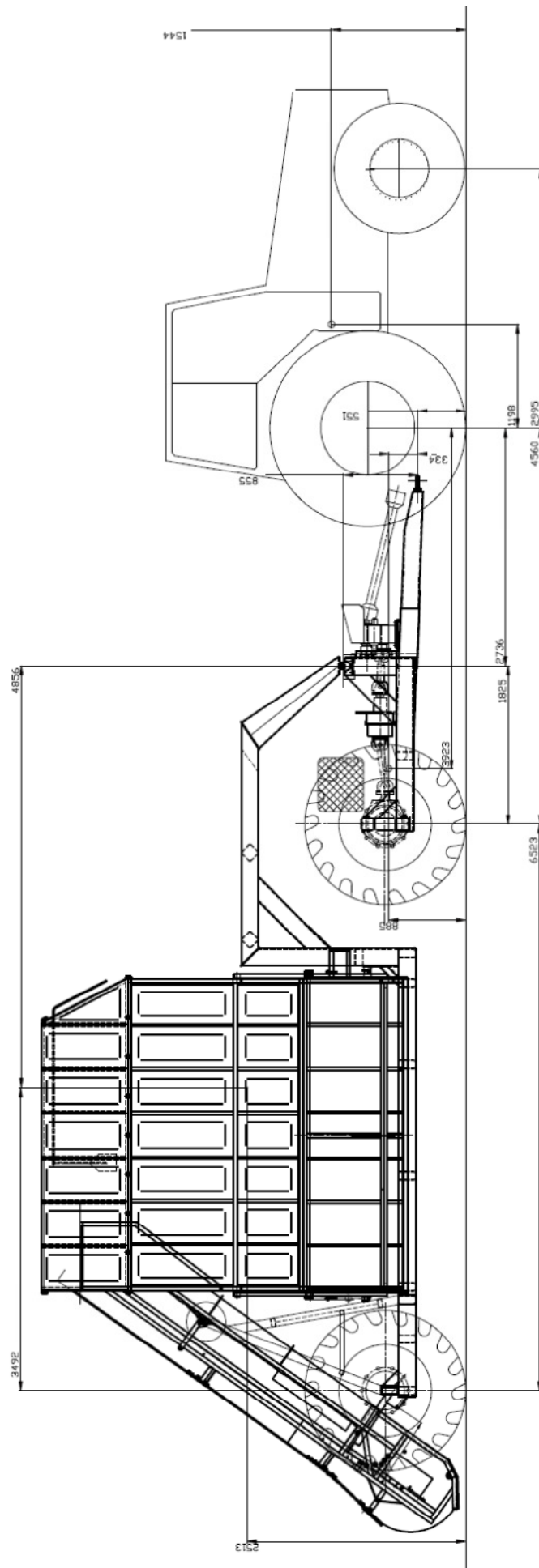
Traktorin etuakselin tukivoima	N_1	39561	N	16	%
Traktorin taka-akselin tukivoima	N_2	78806	N	32	%
Vaunun akselin tukivoima	N_3	130991	N	52	%
Yhdistelmän tuottama vetovoima kitka huomioituna	$\mu(N_1+N_2+N_3)$	124679	N		
Traktorin etuakselin vierinvastusvoima	R_{v1}	4747	N		
Traktorin taka-akselin vierinvastusvoima	R_{v2}	9457	N		
Vaunun vetävän akselin vastusvoima	R_{v3}	15719	N		
Mäkilvastus	R_g	90759	N		
Vierintävastus ($R_{v1}+ R_{v2}+ R_{v3}$)	R_v	29923	N		
Etenemiseen tarvittava vetovoima (R_g+R_v)	R_g+R_v	120682	N		
Teoreettinen maksimi vetovoima	$N_1+N_2+N_3$	249357	N		
Yhdistelmän nettovetovoima	F_d	3997	N		
Vetovoima akselilla 1	F_1	19780	N		
Voima akselilla 2	F_2	39403	N		
Voima akselilla 3	F_3	65495	N		

Vertaamalla taulukkoja 2 ja 4 havaitaan myös, että nousussa vaunun vetävä akseli pystyy painonsiirron ansiosta välittämään enemmän voimaa kuin tasamaalla ajettaessa. Teoreettinen arvo vaunun taka-akselin vetovoimalle on painonsiirrosta johtuen 65 kN.

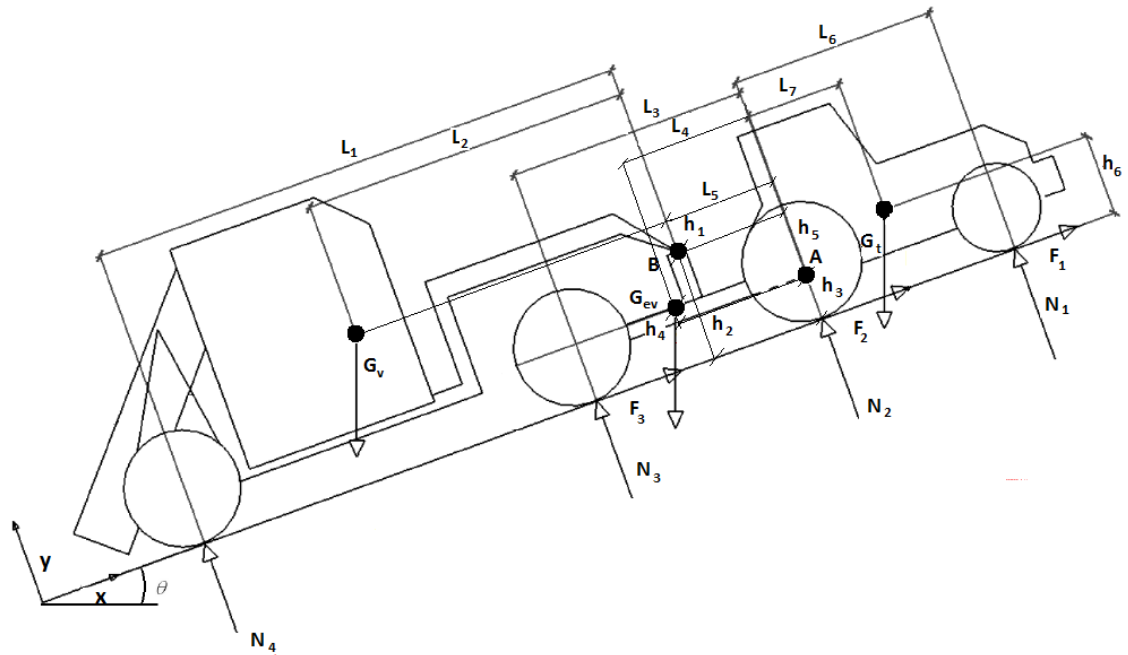
4.2.5 Statiikan tarkastelu M-60 EV vaunulle

Kokooja-aumausvaunu M-60 EV tapauksessa vaunun omamassa on 8500 kg ja turvelastin tilavuus on 45 m³. Kokonaismassaksi saadaan 24250 kg. Tässäkin tapauksessa täytösasteesta ja turpeen kosteuden vaihtelusta johtuen täyteen lastatun vaunun massa voi heitellä joitain tuhansia kiloja.

Kuvassa 13 on esitetty traktori ja M-60 EV vaunu toimintatilassa. Kuvasta 13 selviävät tukivoimien määrittämisessä käytetyt mitat ja massakeskipisteiden sijainnit.

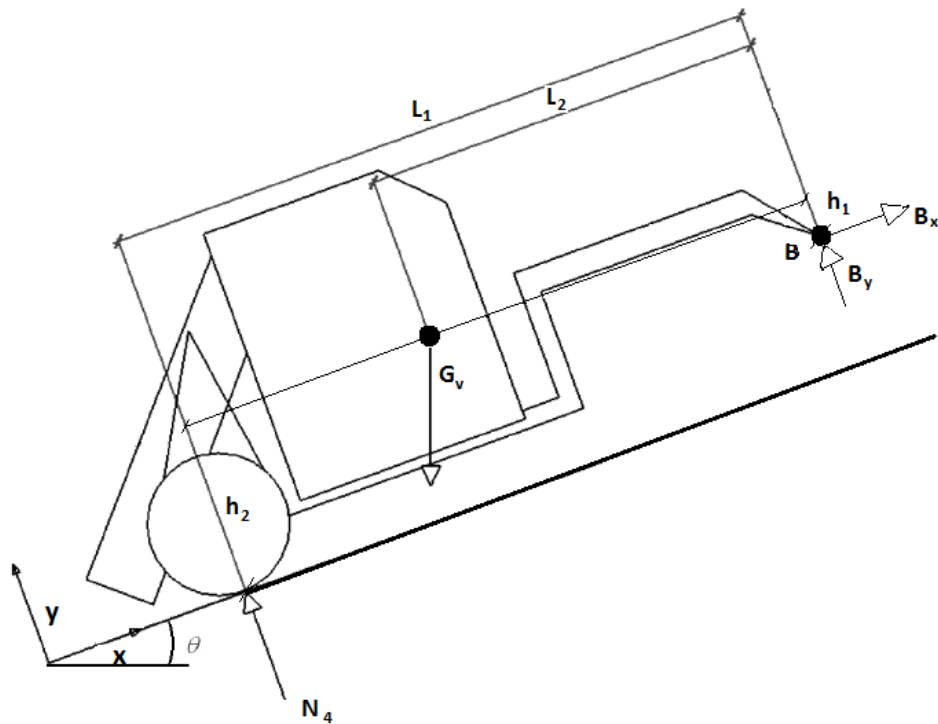


Kuva 13. Vaunun ja vetokoneen periaatekuva (M-60 EV).



Kuva 14. Vaunun voimatasapaino nousussa (M-60 EV).

Kuvassa 14 on esitetty M-60 EV-vaunun voimatasapaino 20° nousussa. Kuvassa 15 on esitetty tarkemmin vaunun takaosa ja kuvasta 15 on ratkaistu voima N_4 .



Kuva 15. Vaunun takaosan vapaakappalekuva (M-60 EV).

$$\sum F_x = 0 = \mu\gamma_4 N_4 - G_v \sin \theta + B_x \quad (28)$$

$$\sum F_y = 0 = B_y + N_4 - G_v \cos \theta \quad (29)$$

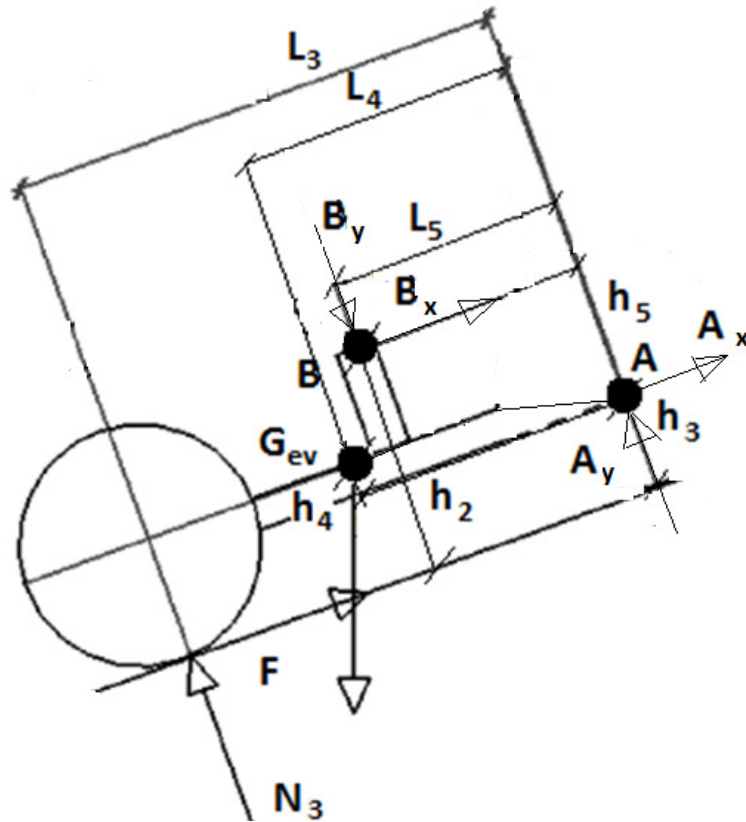
$$\sum M, B = 0 = G_v \cos \theta L_2 - N_4 L_1 + G_v \sin \theta h_1 + \mu\gamma_4 N_4 \quad (30)$$

$$N_4 = \frac{-G_v \cos \theta L_2 - G_v \sin \theta h_1}{-L_1 + \mu \gamma_4 N_4} \quad (31)$$

$$B_y = G_v \cos \theta - N_4 \quad (32)$$

$$B_x = G_v \sin \theta - \mu \gamma_4 N_4 \quad (33)$$

Vastaavasti tarkastelemalla etuvaunua kuvassa 16 saadaan ratkaistua voimat N_3 ja nivelen A x ja y suuntaiset voimat.



Kuva 16. Vaunun etuosan vapaakappalekuva (M-60 EV).

$$\sum F_y = 0 = N_3 - B_y + A_y - G_{ev} \cos \theta \quad (34)$$

$$\sum F_x = 0 = \gamma_3 \mu N_3 + A_x - G_{ev} \sin \theta - B_x \quad (35)$$

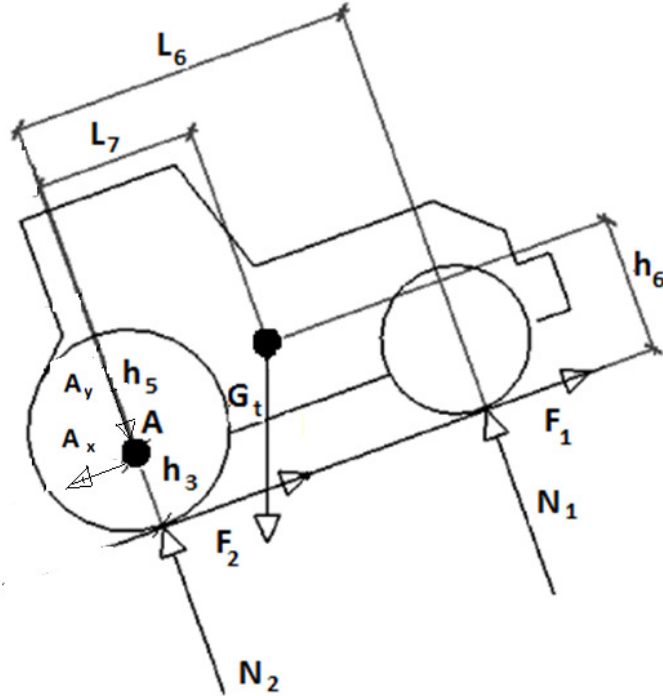
$$\sum M, A = 0 = -N_3 L + \gamma_3 \mu N_3 h_3 + G_{ev} \cos \theta L_4 + G_{ev} \sin \theta h_4 + B_y L_5 + B_x h_5 \quad (36)$$

$$N_3 = \frac{G_{ev} \cos \theta L_4 + G_{ev} \sin \theta h_4 + B_y L_5 + B_x h_5}{L_3 - \gamma_3 \mu h_3} \quad (37)$$

$$A_y = B_y + G_{ev} \cos \theta - N_3 \quad (38)$$

$$A_x = G_{ev} \sin \theta + B_x - \mu \gamma_3 N_3 \quad (39)$$

Traktorin akseleiden tukivoimat voidaan ratkaista tutkimalla traktorin vapaakappalekuva, joka on esitetty kuvassa 17



Kuva 17. Vetotraktorin vakapappalekuva.

$$\sum F_y = 0 = N_2 + N_1 - A_y - G_t \cos \theta \quad (40)$$

$$\sum F_x = 0 = \gamma \mu N_1 + \gamma \mu N_2 - A_x - G_t \sin \theta \quad (41)$$

$$\sum M, N_2 = 0 = N_1 L_6 + G_t \cos \theta L_7 + A_x h_7 + G_t \sin \theta h_6 \quad (42)$$

$$N_1 = \frac{G_t \cos \theta L_7 - G_t \sin \theta h_6 - A_x h_7}{L_6} \quad (43)$$

$$N_2 = A_y - N_1 + G_t \cos \theta \quad (44)$$

Voimia on tarkasteltu M-60 EV-vaunun tapauksessa, vastaavalla tavalla kuin edellä M-40 V -vaunun tapauksessa, käyttämällä Excel-taulukkoa. Taulukoista 5 ja 6 nähdään, että raskaampi yhdistelmä ei etene tasamaalla yhtä huonoissa olosuhteissa kuin M-40 V vaunun tapauksessa. Vaunun rakenteesta johtuen, M-60 EV vaunun taka-akseli tuottaa vain vastusvoimaa, jolloin kulkuvastukset kasvavat. Tämä selittää huonomman etenemisen verrattuna M-40 V vaunuun.

Taulukko 5. Laskennassa käytetyt massat, sekä mäennousukulma ja kitka- ja vastus kertoimet (M-60 EV).

	kulma	0 °	0 rad	0 %
Traktorin massa	m_t [kg]	7300		
Vaunun massa	m_v [kg]	24250		
Etuvaunun massa	m_{ev} [kg]	3700		
kitkakerroin	μ	0,2		
vierinvastuskerroin	c	0,2		
vetävä pyörä = 1	γ_1	1		
vetävä pyörä = 1	γ_2	1		
vetävä pyörä = 1	γ_3	1		
vetävä pyörä = 1	γ_4	0		

Taulukko 6. Tukivoimat ja vetovoimat tasaisella pinnalla huonoissa etenemisolosuhteissa (M-60 EV).

Traktorin etuakselin tukivoima	N_1	28645	N	8	%
Traktorin taka-akselin tukivoima	N_2	114929	N	33	%
Vaunun vetävän akselin tukivoima	N_3	91688	N	27	%
Vaunun taka-akselin tukivoima	N_4	110540	N	32	%
Yhdistelmän vetovoima kitka huomioituna	$\mu(N_1+N_2+N_3+N_4)$	113796	N		
Traktorin etuakselin vierinvastus	R_1	5729	N		
Traktorin taka-akselin vierinvastus	R_2	22986	N		
Vaunun etuakselin vierinvastus	R_3	18338	N		
Vaunun taka-akselin vierinvastus	R_4	22108	N		
Mäkilvastus	R_g	0	N		
Vierintävastus ($R_1+R_2+R_3+R_4$)	R_v	69161	N		
Etenemiseen tarvittava vetovoima	R_g+R_v	69161	N		
Teoreettinen maksimivetovoima	$N_1+N_2+N_3$	235263	N		
Vetovoima kitka huomioituna akselilla 1	F_1	5729	N		
Vetovoima kitka huomioituna akselilla 2	F_2	22986	N		
Vetovoima kitka huomioituna akselilla 3	F_3	18338	N		
Vetovoima kitka huomioituna akselilla 4	F_4	22108	N		
Yhdistelmän nettovetovoima	F_d	-21991	N		

Traktorin ja M-60 EV-vaunun yhdistelmän etenemiskykyä verrattiin aiemmin esitettyyn M-40 V-vaunun tapaukseen, käyttämällä samoja kitkan ja vierintävastuksen arvoja $\mu = 0,2$ ja $c = 0,2$. Taulukosta 6 nähdään että tällöin yhdistelmän nettovetovoima on negatiivinen. Kasvattamalla kitkan arvoa voidaan todeta että traktorin ja M-60 EV-vaunuyhdistelmä etenee vasta kun kitkan arvo on noin 0,33. Tämä tarkoittaa että kitkan

tulee olla 65% suurempi, vierintä vastuksen pysyessä arvossa 0,2, kuin M-40 V-vaunun tapauksessa, jotta yhdistelmä pystyy liikkumaan tasamaalla.

Taulukko 7. Aumallenousukyvyn arviointiin käytetyt arvot (M-60 EV)

	kulma	10°	0,17 rad	17,6 %
Traktorin massa	m_t [kg]	7300		
Vaunun massa	m_v [kg]	24250		
Etuvaunun massa	m_{ev} [kg]	3700		
kitkakerroin	μ	0,2		
vierinvastuskerroin	c	0,2		
vetävä pyörä = 1	γ_1	1		
vetävä pyörä = 1	γ_2	1		
vetävä pyörä = 1	γ_3	1		
vetävä pyörä = 1	γ_4	0		

Asettamalla vastaavat aumalle nousuun käytetyt arvot, kuin edellä M-40 V tapauksessa, voidaan todeta että M-60 EV yhdistelmä ei kykene nousemaan vastaavaa nousua. Yhdistelmän nousukyky on kuitenkin lähes 20%, joka oli annettu järjestelmäsuunnittelun lähtötietona.

Taulukko 8. Tukivoimat ja vetovoimat 10 ° nousussa (M-60 EV).

Traktorin etuakselin tukivoima	N_1	21569	N	6	%
Traktorin taka-akselin tukivoima	N_2	81321	N	24	%
Vaunun vetävän akselin tukivoima	N_3	95902	N	28	%
Vaunun taka-akselin tukivoima	N_4	141757	N	42	%
Yhdistelmän vetovoima kitka huomioituna	$\mu(N_1+N_2+N_3+N_4)$	95902	N		
Traktorin etuakselin vierinvastus	R_1	2588	N		
Traktorin taka-akselin vierinvastus	R_2	9759	N		
Vaunun etuakselin vierinvastus	R_3	11508	N		
Vaunun taka-akselin vierinvastus	R_4	17011	N		
Mäkivastus	R_g	60048	N		
Vierintävastus ($R_1+R_2+R_3+R_4$)	R_v	40866	N		
Etenemiseen tarvittava vetovoima	R_g+R_v	100914	N		
Teoreettinen maksimi vetovoima	$N_1+N_2+N_3$	198792	N		
Vetovoima kitka huomioituna akselilla 1	F_1	10785	N		
Vetovoima kitka huomioituna akselilla 2	F_2	40660	N		
Vetovoima kitka huomioituna akselilla 3	F_3	47951	N		
Vetovoima kitka huomioituna akselilla 4	F_4	0	N		
Yhdistelmän nettovetovoima	F_d	-1518	N		

Taulukosta 8 nähdään myös, että M-60 EV:n tapauksessa vaunun vetävän akselin tukivoima pysyy nousussa lähes samana kuin tasamaalla ja vaunun taka-akselin tukivoima kasvaa voimakkaasti. Yksi vetämätön vaunun akseli M-60 EV vaunun tapauksessa aiheuttaa vierintävastusta ja huonontaa yhdistelmän etenemisominaisuuksia. Vetävä akseli on mekaanisten rajoitteiden takia myös se vaunun akseli, joka pystyy tuottamaan vähemmän vetovoimaa. Vaunun etuakselilta voidaan hyödyntää noin 48 kN vetovoimaa. Kitkaominaisuudet vaikuttavat tosin voimakkaasti hyödynnettävissä olevan vetovoiman määrään.

Suoritettujen tarkastelujen perusteella voidaan päätellä, että tukivoimien perusteella turvekentän olosuhteissa on hyödynnettävissä vain osa vetovoimasta, maaston kitkaominaisuuksien ja vierintävastuksen takia. Hyödynnettäväksi vetovoimaksi vaunun akselilta M-40 V tapauksessa arvioitiin 65 kN, mutta M-60 EV tapauksessa vetovoimat jäävät noin 48 kN:iin. Näiden laskelmien perusteella maksimi hyödynnettävissä oleva vetovoima määräytyy siis pienemmän eli 48 kN:in mukaan.

4.3 Mekaanisen voimansiirron asettamat rajoitukset

Tehonsiirron suunnitteluvaiheessa oli vahvasti esillä näkemys siitä, että nykyisiä voimansiirron osia voidaan käyttää hyväksi. Myös ajatus toteuttaa jälkiasennussarja olemassa oleviin vaunuihin puolsi olemassa olevien mekaanisen vedon osien käyttöä. Tässä luvussa on tarkasteltu lyhyesti kuinka käytössä olevat voimansiirron osat soveltuvat kestävyytensä osalta käytettäväksi hydrostaattisen tehonsiirron osana.

Käytettäessä mekaanista jo käytössä olevaa akselivälitystä, voidaan tehonsiirron kestäväksi maksimivoimaa arvioida, jos tiedetään akselivälityksen kestävyys. Akselivälityksen kestävyys selvitettiin Sisun maahantuojan toimesta ja sen todettiin olevan niin suuri, ettei se tule rajoittamaan voimansiirron mitoitus- ja käyttöä. Hydraulimootorilta akselivälitykselle johtavan kardaaniakselin kestävyys arvioitiin myös olevan riittävä, sillä tietoon ei ole tullut, kuin muutamia tapauksia, joissa kardaaniakselit olisivat hajonneet mekaanisen vedon yhteydessä. Käytettäessä hydrostaattista voimansiirtoa mekaaniset iskukuormitukset ovat pienempiä kuin mekaanisen voimansiirron tapauksessa, jolloin kardaaniakselin kestävyys voidaan olettaa olevan parempi.

Alennusvaihteistona käytettävän suunnanvaihtajan tehon kesto arvioitiin ala-akselin kestävyyttä tarkastelemalla. Suunnanvaihtajan ala-akselin halkaisija on 60 mm ja pituus noin 300 mm. Kardaaniakselin halkaisija on 80 mm luokkaa. Suunnanvaihtajan ala-akseli on siis heikoin osa voimansiirrosta, joten suoritetaan vielä yksinkertainen tarkastuslasku ala-akselin kestävyysvarmistamiseksi. Vaihteiston ala-akselille kohdistuu noin 9300 Nm voima, joka laskettu maksimivetovoiman 50 kN aiheuttamasta vääntömomentista jakamalla se akselin välityssuhteen arvolla 4,68.

Akseliin kohdistuvan leikkausjännityksen maksimiarvo τ_{\max} saadaan yhtälön (45) avulla.

$$\tau_{max} = \frac{M}{W_v} \quad (45)$$

Yhtälössä M on akselille vaikuttava vääntömomentti ja W_v akselin vääntövastus, joka voidaan laskea yhtälön (46) mukaisesti. Yhtälössä I_p on akselin neliömomentti ja r akselin poikkileikkauksen säde.

$$W_v = I_p / r \quad (46)$$

Ala-akselin materiaali on IMACRO teräs, jonka alempi vetomyötöraja on 700 MPa, jolloin leikkausmyötörajaksi saadaan 60 % tästä eli 420 Mpa. Vetovoiman ollessa 50 kN vaihdelaatikon ala-akselin varmuus on tällöin 1,9. [21]

5 TEHONSIIRRON SUUNNITTELU JA MITOITUS

Tässä luvussa on käsitelty lyhyesti eri lähestymistapoja hydrostaattisen tehonsiirron toteutukseen, joita järjestelmää suunniteltaessa käytiin läpi. Hydrostaattisen tehonsiirron toteuttamiseksi ei erityisiä vaatimuksia ollut annettu, joten suunnitteluvaiheessa erilaisia rakennevaihtoehtoja oli useita.

Erilaisia rakennevaihtoehtoja vertailtiin ja potentiaalisimmista ratkaisusta suoritettiin tarkempia mitoituslaskuja. Lähtökohtana oli varsin tyypillinen napamoottoriratkaisu. Napamoottoriratkaisussa on viitattu Black Bruin BBC sarjan moottoreihin, sillä ne olivat helposti saatavilla, ja niistä saatiin tarjous valmistajalta, jota käytettiin myös hintavertailun pohjana. SAI:n valmistamat radiaalimäntämoottorit olivat ominaisuuksiltaan sopivia ratkaisuihin, joissa hydraulimoottorin jälkeen käytetään mekaanisia välityksiä.

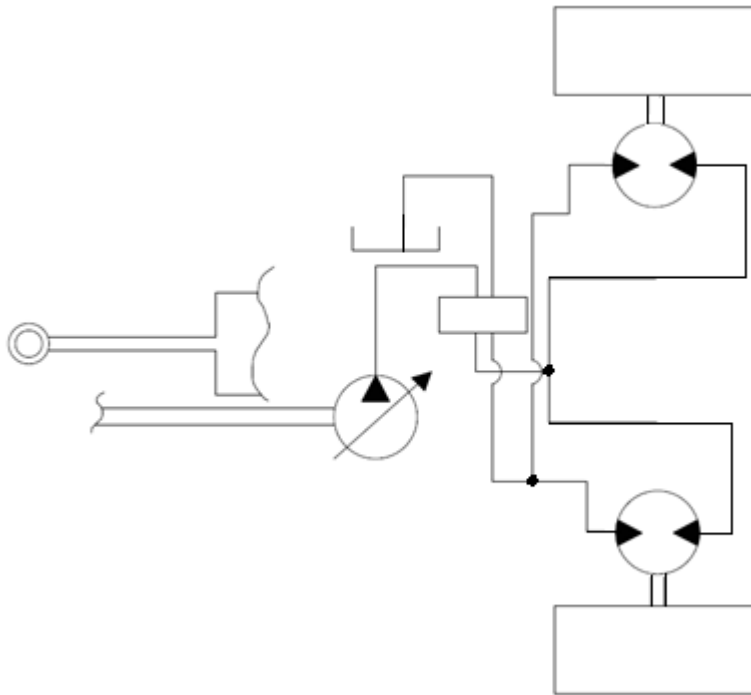
Napamoottorein toteutettu rakenne ja kaksi variaatiota rakenteesta, jossa on käytössä radiaalimäntämoottori vaihteiston yhteydessä, tutkittiin tarkemmin. Vaihtoehtoja vertailtiin niin hinnan, painon kuin vetovoimankin suhteen.

5.1 Järjestelmärakenteen pohdintaa

Järjestelmän rakennetta kartoitettiin syntyneiden ideoiden pohjalta. Napamoottoreilla toteutettu järjestelmä toimi suunnittelun lähtökohtana, mutta sen kohdalla todettiin olevan muutamia ongelmia. Tämän jälkeen vetoratkaisua kehitettiin suuntaan, jossa vanhaa voimansiirtoa oli mukana lopulta melko paljonkin.

5.1.1 Säätepumppu ja kaksi napamoottoria

Ensimmäisenä ajatuksena oli toteuttaa kuvan 18 mukainen järjestelmä kahdella napamoottorilla ja säätyvätilavuuksisella pumpulla, jota pyöritettäisiin traktorin 1000 r/min voimanotosta. Tällainen konstruktio olisi varsin yksinkertainen, ja varsin yleisesti käytössä oleva ratkaisu. Tämä konstruktio mahdollistaisi nykyisen mekaanisen vedon poistamisen kokonaan. Napamoottoreilta vaadittava vääntö kyseisellä toteutustavalla on varsin korkea johtuen vetävän pyörän suuresta halkaisijasta. Tämä kasvattaa tarvittavan moottorin kokoa ja siten myös hintaa. Taka-akseli jouduttaisiin myös suunnittelemaan uudestaan. Taka-akselin suunnittelukustannuksia pidettiin ongelmana ja samoin myös kaksi suurta napamoottoria ovat varsin kalliita.



Kuva 18. Kaksi napamoottoria rinnankytkettynä.

Tapauksessa, jossa käytettäisiin napamoottoreita, voidaan moottoreita laskea olevan kaksi kappaletta, jolloin tarvittava vääntömometti per moottori olisi 28275 Nm.

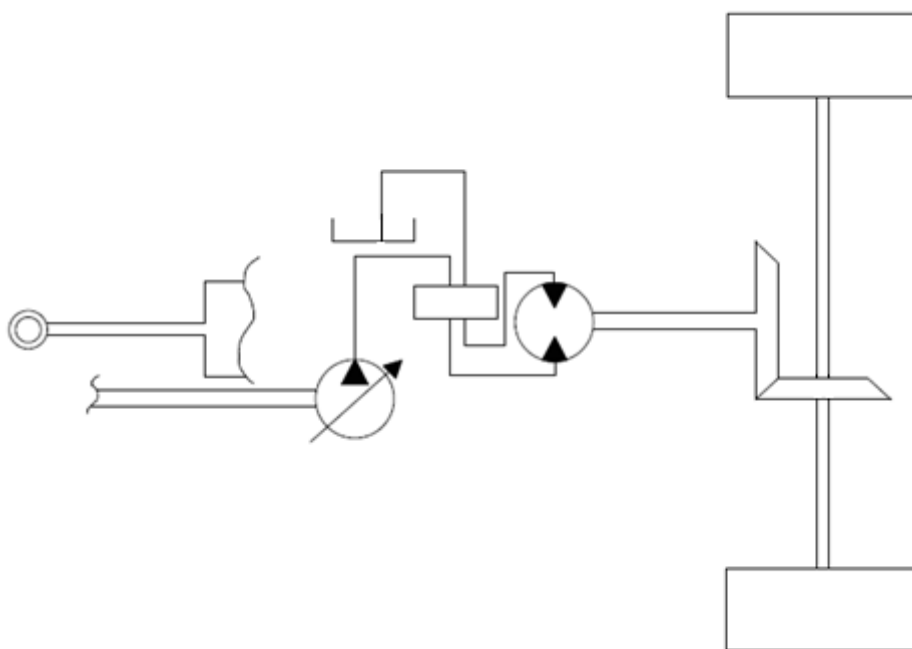
Käyttämällä kaavaa (9), ja painetasona maltillista 230 baria, saadaan tarvittavaksi kierrostilavuudeksi 7720 cm³. Esimerkkinä perävaunusovelluksiin tarkoitettu, vapaapyörintäominaisuuksilla varustettu moottori, joita valmistaja tarjoaa kokoon 5525 cm³ saakka, on listahinnaltaan 10 000 €/kpl.

Ideaa kehiteltiin vielä siten, että moottoreiden jälkeen käytettäisiin vielä nykyisessä konstruktiossa käytettävää napavaihdetta. Tässä toteutuksessa napamoottori ei ole välttämätön, mutta käytettävässä moottorissa tulisi olla vapaapyörintäominaisuus. Napavaihteen irti kytkeminen voitaisiin toteuttaa myös mekaanisella kytkimellä, mutta tällainen ratkaisu vaatisi erikseen kehitettävää tai sovellettavaa kytkintä. Käytössä olevat napavaihteet olivat kuitenkin välitykseltään noin 2, jolloin moottorin koko jäi edelleen varsin suureksi. Välityksen lisääminen edelleen puolestaan aiheuttaa sen että moottorilta vaadittava vapaapyörintänopeus kasvaa nopeasti yli tyypillisten radiaalimäntämoottoreiden keston.

Vaunussa käytettävän paripyörärengastuksen vuoksi akselikuormituksen mitoittaminen on varsin hankalaa. Käyttämällä valmistajien antamia taulukoita kasvavat akselikuormitukset nopeasti yli suositusten. Tästä syystä erilaisia napavaihdedydraulimoottoriyhdistelmiä ei päätetty käyttää. Tällaiset moottorivaihdedyhdistelmät on yleensä rakennettu siten, että hydraulimoottorin kytkeminen irti voimansiirrosta ei ole mahdollista. Siirtoajossa tämä on kuitenkin välttämätöntä suuresta välityksestä johtuvan moottorin pyörimisnopeuden kasvun vuoksi. Lisäksi vaunujen voimansiirron heikoin paikka on ollut juuri napa, joka joutuu erittäin kovalle kuormitukselle. Napamoottorin laakeroinnin pettäessä korjauskustannukset kasvavat merkittävästi.

5.1.2 Säätepumppu, napamoottori ja perävälitys

Seuraavaksi lähdettiin arvioimaan rakennetta, joka on kuvattuna kuvassa 19, ja jossa kahden napamoottorin sijaan käytettäisiin yhtä hydraulimoottoria ja olemassa olevaa mekaanista akselivälitystä. Käytössä oleva akselivälitys on 4,68, jolloin hydraulisesti tuotetun vääntömomentin tarve pienenee huomattavasti. Toisaalta mekaaninen perävälitys tuo tehohäviötä vaihteiston hyötysuhteen muodossa. Perävälitys on 4,68, joten suoraan perään kytkettynä tarvittaisiin hydraulimoottorilta vääntömomenttia 12200 Nm. Tällöin yhden moottorin vaadittava kierrostilavuus olisi 2794 cm³. Tällaiseen mitoituseseen sopisi BBC 6 110 jonka kierrostilavuus on 2706 cm³.



Kuva 19. Järjestelmä, jossa moottorin jälkeen käytetään mekaanista akselivälitystä.

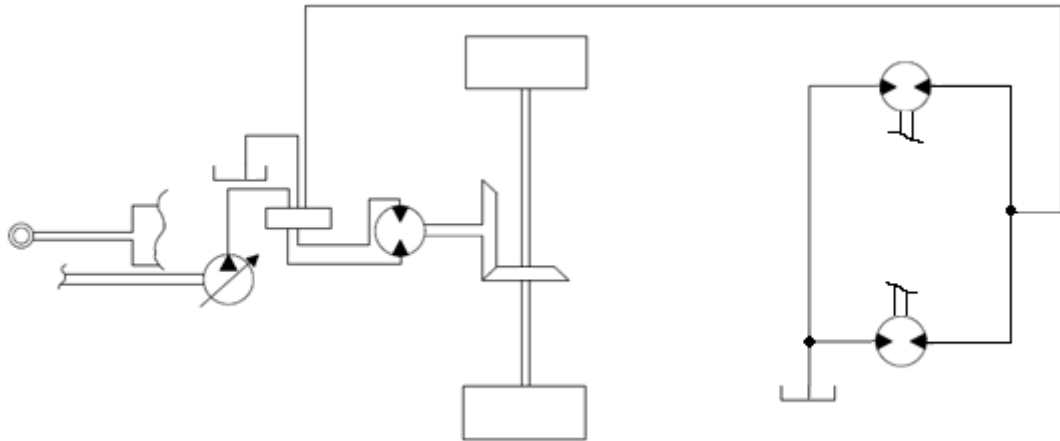
Ongelmaksi tässä toteutuksessa muodostuu jälleen se että vapaapyörintäominaisuuden rajat tulevat siirtoajossa vastaan. Siirtoajossa 50 km/h nopeudella perävälitetty hydraulimoottori pyörii 707 r/min. Valmistajan ilmoitta maksimi vapaapyörintänopeus on BBC 6 moottorille 400 r/min [22]. Valmistajalta saadun tiedon mukaan vapaapyörintänopeutta kyseisen tyyppisessä radiaalimäntämoottorissa rajoittaa akselitiivisteiden kestävyys. Lisäksi voima, jolla männät vedetään irti nokkarenkaalta, ylittyy korkeilla pyörintänopeuksilla, jolloin männät pääsevät kosketuksiin nokkarenkaan kanssa. Nokkarenkaan ja mäntien kohdatessa hallitsemattomasti, suurella nopeudella, aiheutuu moottorivaurio. Tämä tarkoittaa, että järjestelmään tarvitaan erillinen mekaaninen kytkin, jonka tulisi välittää suuri vääntömomentti.

Tämä rakenne mahdollistaa kuitenkin hydraulivedon toteuttamisen minimaalisin muutoksiin nykytilanteeseen verrattuna. Järjestelmä on myös koottavissa pienemmistä

komponenteista, jolloin se on hinnaltaan edullisempi. Välityksiä muuttamalla saadaan moottorin kokoa sovitettua edullisemmaksi. Muutokset nykyiseen mekaaniseen järjestelmään ovat myös varsin pienet, jonka ansiosta on myös mahdollista tarjota päivityspakettia vanhoihin vaunuihin.

5.1.3 Keskushydraulijärjestelmä

Koko vaunun hydraulijärjestelmä olisi mahdollista toteuttaa myös yhdellä riittävän isolla säätävätilavuusisella pumpulla. Tällaisen järjestelmän periaatteellinen kaavio on kuvattuna kuvassa 18. Tällöin pumpulla voisi käyttää sekä vetoa että kuljettimen pyöritystä. Tässä järjestelmässä ongelmana on venttiilien tarve tilavuusvirran ohjaukseen ja kahdelle eri järjestelmälle tarvittavien painetasojen järjestäminen, sillä tämä lisää järjestelmän monimutkaisuutta ja ennen kaikkea aiheuttaa venttiilihäviöiden muodossa tehohäviötä. Tehohäviö vedossa on haitallista vetotehon pienenemisenä, jolloin myös hukatehon jäähdyttäminen vaatii jäähdytysjärjestelmältä enemmän.



Kuva 20. Keskushydraulijärjestelmä, jossa käytetään yhtä pumpputta kaikkien toimintojen tilavuusvirran lähteenä.

Pumpun mitoittaminen siten, että se pystyy tuottamaan riittävän tilavuusvirran sekä kuljettimelle että vedolle yhtä aikaa, tarkoittaa, että pumpun koko kasvaa todella suureksi. Suuri pumpputta on kallis, jonka lisäksi työkierto sisältää paljon tilanteita, jossa pumpulta vaaditaan pientä tuottoa. Käyttämällä isoa pumpputta pienellä kierrostilavuudella jää volumetrinen hyötysuhde huonoksi. Näiden syiden vuoksi ei tätä järjestelmää tutkittu sen tarkemmin.

5.2 Voimansiirron mitoituslaskut

Edellä tarkastelluista järjestelmistä päätettiin tarkastella tarkemmin napamoottorein toteutettua ratkaisua, sekä ratkaisua joissa hydraulimoottorin jälkeen käytetään mekaanisia välityksiä. Keskushydraulijärjestelmää ei tutkittu tarkemmin, sillä sen todettiin olevan käyttöön huonosti soveltuva.

Tässä vaiheessa oli päädytty jo akselivälityksen käyttöön, mutta vertailun vuoksi haluttiin laskea myös napamoottorin avulla toteutetun järjestelmän pääkomponenttien koko ja hyötysuhde. Järjestelmien hintavertailun vuoksi laskut on suoritettu siten, että edellä esitettyjä järjestelmätyyppejä voidaan vertailla. Keskushydraulijärjestelmää ei ole näissä laskuissa huomioitu, sillä tällaisen järjestelmän kompleksisuus katsottiin ongelmaksi ja kyseinen järjestelmätyyppi hylättiin jo tässä vaiheessa. Kolme eri järjestelmäkonfiguraatiota on kuitenkin laskettu. Suurin ero järjestelmätyyppien välillä on alennusvaihteiden määrästä ja tyypistä johtuva vaihdehäviö. Lisäämällä alennusvaihteen välitystä voidaan moottorin kokoa edelleen pienentää. Tätä vaihtoehtoa haluttiin tutkia tarkemmin, sillä se mahdollistaisi edullisemman moottorin käytön.

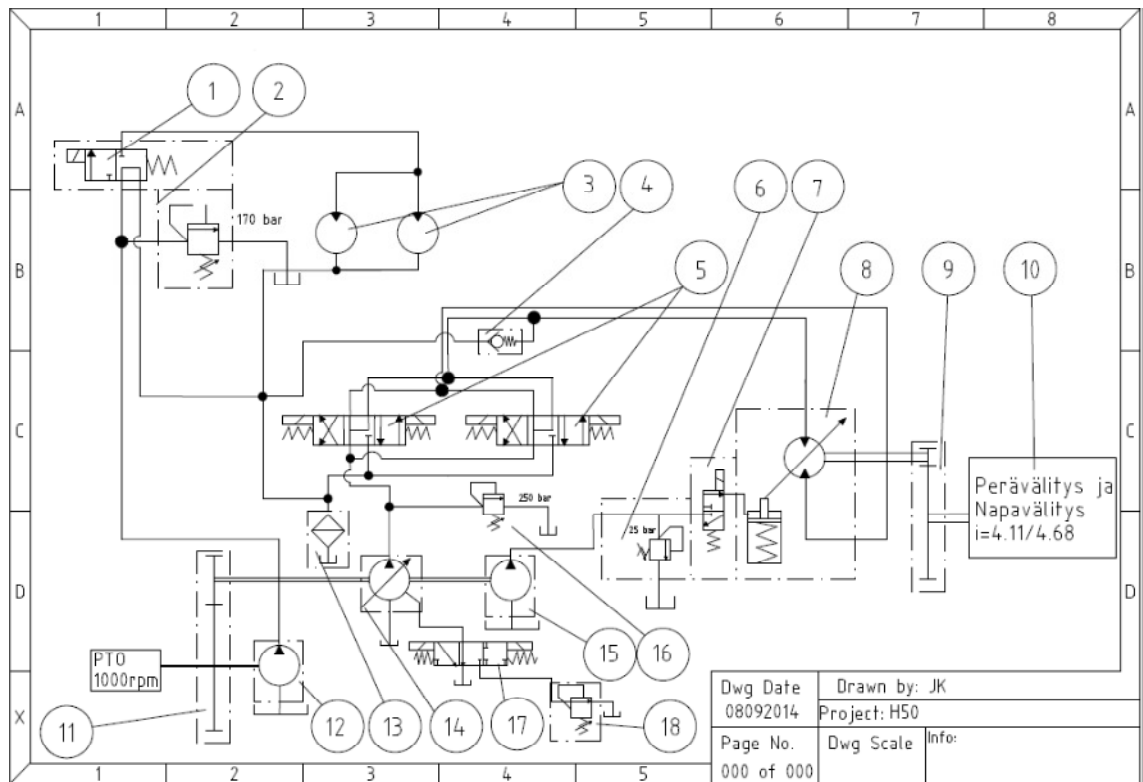
Laskennallisen vetovoiman arvioinnin tuloksena saatiin tarvittavalle vetovoimalle arvioksi noin 50 kN. Suunnittelukriteerinä ollut nopeus oli 2-5 km/h, joten järjestelmä mitoitetaan 5 km/h nopeusvaatimuksen mukaan. Pumpun pyörimisnopeus on 2000 r/min, joka saavutetaan käyttämällä välitettyä voimanottoakselin tehoa. Painetasoksi järjestelmiin on valittu 230 bar.

5.2.1 Järjestelmän alustava hydraulikaavio ja lähtötiedot

Järjestelmän alustava hydraulikaavio on esitetty kuvassa 21. Alustava kaavio on piirretty LibreCAD-ohjelmalla, joka on opensource CAD-ohjelma. Opensource-ohjelma ei ollut helppokäyttöisimpiä ohjelmia, mutta ennen kuin yritykselle hankittiin suunnitteluohjelma, saatiin LibreCAD-ohjelmalla piirrettyä kaavio tietokoneella. Kuvan 21 kaaviossa on esitetty myös kuormauskuljettimen tehonsiirto, jonka aikaisempi versio käsiteltiin tarkemmin jo luvussa 3. Hydrostaattinen tehonsiirto koostuu säädettävästä avoimen järjestelmän pumpusta, apupumpusta sekä kaksitilavuusmoottorista.

Suuntaventtiilin hukkatehoa on pyritty minimoimaan käyttämällä rinnan kahta NS10 kokoluokan 4/3 suuntaventtiiliä. Tämän kokoisten venttiilien käyttö mahdollistaa myös niiden suoran solenoidiohjaamisen, jolloin riittävän esiohjauspaineen tuottaminen ei ole ongelma missään tilanteessa.

Apupumppu tarvitaan, jotta järjestelmään sopivaksi moottoriksi valitulle SAI BD2 kaksitilavuusmoottorin säädölle on aina varmistettu riittävä ohjauspaine, joka on valmistajan ilmoituksen mukaan vähintään 25 bar.



Kuva 21. Vaunun hydraulijärjestelmien kaavio.

Käytettäessä avointa järjestelmää hydrostaattisen ajovoimansiirron toteutukseen hydraulimoottorin on mahdollista pyöriä nopeampaa kuin pumppu pystyy tuottamaan tilavuusvirtaa, sillä moottorin paluupuolelle ei synny painetta, joka alkaisi jarruttaa moottoria. Tämä tarkoittaa, että moottori pääsee pyörimään vapaasti yli sallitun maksimikiertosnopeuden. Tämän seurauksena moottori alkaa kavitoimaan. Kavitoinnin estämiseksi tarvitsee siis järjestelmään rakentaa erillisiä suojauksia kavitoimin ja siitä seuraavan moottorin rikkoutumisen estämiseksi.

Avoimen järjestelmän toteutuksena kyseisen kaltaisen hydrostaattisen voimansiirron toteutuksessa on hyötysuhdetta huonontava suuntaventtiili, jos voimansiirrota vaaditaan peruutustoimintoa. Peruutustoiminto oli kuitenkin määritelty suunnitteluvaatimuksissa, joten suuntaventtiilin käyttöä ei vakiokomponenteilla toteutetussa järjestelmässä voitu välttää. Suuntaventtiilistä aiheutuu aina häviöitä. Näitä häviöitä voidaan pienentää ylimitoittamalla venttiili tai käyttämällä venttiileitä rinnakkain. Käytännössä venttiilien rinnankytkentä on kuitenkin hankalaa ja käytettäessä standardin mukaista pohjalaatta-asennusta on pohjalaatan virtauskanava mitoitettu siten, ettei rinnankytketyistä venttiileistä saa täyttä hyötyä irti. Venttiilien rinnankytkeminen on myös vakiokomponenteilla vaikeaa ja häviöt ovat varsin suuret. Venttiilin ylimitoittaminen on myös haastavaa, jos liikutaan alueella, jossa suora solenoidiohjaus ei enää riitä, vaan käytetään esiohjattua venttiiliä. Avoimen järjestelmän ajovoimansiirron tapauksessa järjestelmässä ei välttämättä aina ole riittävästi painetta esiohjaukselle, jolloin järjestelmässä tulisi olla apupumppu varmistamassa venttiilin

toimintaa. Tällainen ratkaisu monimutkaistaa järjestelmää, ja vaadittavat lisäkomponentit lisäävät myös järjestelmän hintaa.

Suuntaventtiilin toteutus 2/2-patruunaventtiileillä mahdollistaisi huomattavasti pienemmän virtaushäviön, mutta tällainen toteutus vaatisi venttiililohkon suunnittelun ja valmistuksen. Näiden lisäksi suuntaventtiilitoiminnot täytyisi toteuttaa ohjelmoitavalla logiikalla. Tämän ratkaisun monimutkaisuus ja sen korkeat toteutuskustannukset arvioitiin niin korkeaksi, ettei tätä ratkaisua tutkittu sen tarkemmin.

5.2.2 Mitoituslaskut – järjestelmätyyppi 1

Järjestelmätyyppi 1 sisältää alennusvaihteen, jonka välitys on 6. Alennusvaihteelta teho johdetaan akselivälitykselle, jonka välitys on 4,68. Kokonaisvälitys moottorin jälkeen on 28,08. Välitys on tarkoitus toteuttaa yksiportaisella alennusvaihteella, sekä käytössä olevalla akselivälityksellä. Taulukossa 9 on näkyvillä järjestelmän mitoituslaskut.

Taulukko 9. Järjestelmätyyppi 1: Hydraulimoottori, alennusvaihte ja akselivälitys.

Pumpun pyörimisnopeus	2000	r/min
Painetaso	23000000	Pa
Vetovoima	50000	N
Vääntömomentti navalla	43500	Nm
Renkaan piiri	5,46	m
Renkaan säde	0,87	m
Nopeus	5	km/h
Navan pyörimisnopeus	15	r/min
Akselivälitys	4,68	
Perän laipan pyörimisnopeus	71	r/min
Alennusvaihteen välitys	6	
Vaihteiston kokonaisvälitys	28,08	
Pyörimisnopeus alennusvaihteelle	429	r/min
Vaihteiston hyötysuhde	0,8	
Hydraulimoottorilta vaadittava akseliteho	86863	W
Moottorin volumetrinen hyötysuhde	0,96	
Moottorin mekaanishydraulinen hyötysuhde	0,95	
Moottorin kokonaishyötysuhde	0,9025	
Hydraulinen teho ennen moottoria	96247	W
Todellinen tilavuusvirta Qm ennen moottoria	251	l/min
Pumpun teoreettinen tilavuusvirta	264	l/min
Hydraulipumpun kierrostilavuus	132,1	cm ³
Hydraulimoottorin kierrostilavuus	562,4	cm ³
Pumpun volumetrinen hyötysuhde	0,95	
Pumpun mekaanishydraulinen hyötysuhde	0,94	
Pumpun kokonaishyötysuhde	0,88	
Pumpun ottama teho	108926	W

Taulukon 9 laskelmista nähdään, että tällaisella järjestelmätyypillä tarvittava pumpun koko on 132 cm^3 ja moottorin koko 562 cm^3 .

5.2.3 Mitoituslaskut – järjestelmätyyppi 2

Järjestelmätyypissä 2 hydraulimoottori kytketään suoraan akselivälitykseen, jolloin erillinen mekaaninen alennusvaihte voidaan jättää pois. Moottorin koko luonnollisesti kasvaa tässä toteutuksessa, mutta paremman hyötysuhteen ansiosta pumpun kokoa voidaan pienentää pienentyneen hydraulisen tehon tarpeen vuoksi. Hyötysuhde paranee kun voidaan jättää alennusvaihteen hyötysuhde pois laskuista. Vaihteiston hyötysuhde paranee arvosta 0,8 arvoon 0,85. Taulukosta 10 nähdään, että käyttämällä samoja lähtöarvoja tarvittava pumppukoko on 124 cm^3 ja moottorikoko 3180 cm^3 .

Taulukko 10. Järjestelmätyyppi 2 : hydraulimoottori ja akselivälitys.

Pumpun pyörimisnopeus	2000	r/min
Painetaso	23000000	Pa
Vetovoima	50000	N
Vääntömomentti navalla	43500	Nm
Renkaan piiri	5,46	m
Renkaan säde	0,87	m
Nopeus	5	km/h
Navan pyörimisnopeus	15	r/min
Akselivälitys	4,68	
Perän laipan pyörimisnopeus	71	r/min
Vaihteiston hyötysuhde	0,85	
Hydraulimoottorilta vaadittava akseliteho	81753	W
Moottorin volumetrinen hyötysuhde	0,96	
Moottorin mekaanishydraulinen hyötysuhde	0,95	
Moottorin kokonaishyötysuhde	0,9025	
Hydraulinen teho ennen moottoria	90585	W
Todellinen tilavuusvirta Q_m ennen moottoria	236	l/min
Pumpun teoreettinen tilavuusvirta	248	l/min
Hydraulipumpun kierrostilavuus	124,4	cm^3
Hydraulimoottorin kierrostilavuus	3176,0	cm^3
Pumpun volumetrinen hyötysuhde	0,95	
Pumpun mekaanishydraulinen hyötysuhde	0,94	
Pumpun kokonaishyötysuhde	0,88	
Pumpun ottama teho	102518	W

Vertaamalla pumpun ottamaa tehoa järjestelmätyypin 1 arvoon huomataan, että järjestelmätyypissä 2 kyseinen arvo pienenee noin 6 kW.

5.2.4 Mitoituslaskut – järjestelmätyyppi 3

Käytettäessä kahta napamoottoria saavutettaisiin paras hyötysuhde. Pumpun ottamassa tehossa on eroa noin 20% parhaimman ja huonoimman välillä. Napamoottorisovelluksessa tarvittavat komponenttien koot voidaan lukea taulukosta 11 ja ne ovat pumpulle 106 cm³ ja 6320 cm³ moottorille.

Taulukko 11. Järjestelmätyyppi 3: kaksi napamoottoria.

Pumpun pyörimisnopeus	2000	r/min
Painetaso	23000000	Pa
Vetovoima	50000	N
Vääntömomentti navalla	43500	Nm
Renkaan piiri	5,46	m
Renkaan säde	0,87	m
Nopeus	5	km/h
Navan pyörimisnopeus	15	r/min
Akselivälitys	4,68	
Perän laipan pyörimisnopeus	71	r/min
Alennusvaihteen välitys	6	
Vaihteiston kokonaisvälitys	28,08	
Pyörimisnopeus alennusvaihteelle	429	r/min
Vaihteiston hyötysuhde	0,85	
Hydraulimoottorilta vaadittava akseliteho	69490	W
Moottorin volumetrinen hyötysuhde	0,96	
Moottorin mekaanishydraulinen hyötysuhde	0,95	
Moottorin kokonaishyötysuhde	0,90	
Hydraulinen teho ennen moottoria	76997	W
Todellinen tilavuusvirta Qm ennen moottoria	200	l/min
Pumpun teoreettinen tilavuusvirta	211	l/min
Hydraulipumpun kierrostilavuus	105,7	cm ³
Hydraulimoottorin kierrostilavuus	6317,1	cm ³
Pumpun volumetrinen hyötysuhde	0,95	
Pumpun mekaanishydraulinen hyötysuhde	0,94	
Pumpun kokonaishyötysuhde	0,88	
Pumpun ottama teho	87141	W

Mekaanisen voimansiirron poistaminen pienentää tehon tarvetta merkittävästi. Järjestelmätyyppiin yksi verrattuna järjestelmän tehon tarve on pienentynyt yli 20 kW.

5.2.5 Jäähdytystarkastelu ja säiliön mitoitus

Yllä esitetystä laskuista nähdään, että tilavuusvirta järjestelmissä on 210 – 260 l/min. Tarvittava putkihalkaisija voidaan ratkaista paineputkille suositellun 2 – 6 m/s [8] virtausnopeuden avulla jatkuvuusyhtälöstä. Käytetään laskuissa virtausnopeutta 4 m/s, jolloin kaavan (46) avulla saadaan letkujen halkaisijaksi 33 mm – 38 mm.

$$D = 2 \sqrt{\frac{Q_p}{v_0 \pi}} \quad (47)$$

Putkien osalta tämä tarkoittaa että putkikoko ei merkittävästi muutu järjestelmätyyppien kesken, sillä 50x6 putki riittää vielä suurimmalle tilavuusvirrallalle, mutta seuraava pienempi standardikoko on 38x5 joka tarkoittaa 28 mm sisähalkaisijaa, joka taas on liian pieni vielä järjestelmätyypin 3 tapauksessakin.

Järjestelmän työkierto kuluttaa paljon tehoa, mutta vastaavasti koko järjestelmä voidaan pysäyttää kentällä tapahtuvan siirtoajon ajaksi. Siirtoajoa arvioidaan olevan 35 % työkierron aikana. Siirtoajon aika ja osuus vaihtelevat karheen ja auman välimatkan mukaan, jolloin todellisuudessa siirtoajoa per työkierto voi kertyä 10 % - 50 %. Järjestelmän työkierron kokonaishyötysuhde saadaan seuraavasti

$$\eta_{tkkok} = \sum_{n=1}^m \frac{t_n}{t_{tk}} * \eta_n \quad (48)$$

jossa η_{tkkok} on työkierron kokonaishyötysuhde, t_{tk} on työkierron kesto-aika, t_n yksittäisen työvaiheen kesto-aika. Merkinnällä η_n tarkoitetaan tässä yhteydessä voimansiirron hyötysuhdetta, johon on laskettu mukaan hydrostaattisen voimansiirron hyötysuhde ja vaihteiston hyötysuhde. Siirtoajon hyötysuhteena on käytetty arvoa 1. Kaavan (48) mukaan laskettuna ja käyttäen 35 % seisonta-aikaa, saadaan järjestelmän kokonaishyötysuhteeksi 0,82 hyötysuhteeltaan huonoimmassa järjestelmässä, sekä 0,85 ja 0,91 kahdessa paremman hyötysuhteen järjestelmässä.

Ensimmäisessä hyötysuhteeltaan huonoimmassa järjestelmässä järjestelmään syötetty teho on 109 kW. Ulos saatava teho on $50000 \text{ N} * 1,388 \text{ m/s} = 69 \text{ kW}$. Jäähdytettävä hukateho on siis 40 kW. Vastaavasti hukatehot muissa järjestelmissä ovat 34 kW ja 18 kW. Nämä hukatehot ovat työkierron aktiivisen osan hukatehoja.

$$E_v = W = P * (1 - \eta_{tot}) * \frac{T_{rel}}{100} \quad (49)$$

Ottamalla kaavan (49) mukaisesti huomioon suhteellinen toiminta-aika T_{rel} jäähdytystehoiksi saadaan siis $40 \text{ kW} * 0,65 = 26 \text{ kW}$, 22 kW ja 11 kW .

Käyttämällä lämmönläpäisykertoimen k arvona $23 \text{ W/m}^2/\text{°C}$, saadaan tarvittavaksi jäähdytyspinta-alaksi yhtälön (50) mukaan $15,94 \text{ m}^2$.

$$A = \frac{\Phi}{k(t_o - t_y)} \quad (50)$$

Laskussa on käytetty pienintä hukkatehoa ja lämmönläpäisykertoimen arvona on käytetty terässäiliölle hyvissä olosuhteissa mahdollista arvoa. Säiliön jäähdytysteho on kuitenkin niin pieni, ettei se yksistään riitä järjestelmän jäähdyttämiseen. Nykyisessä järjestelmässä käytössä oleva säiliö on kooltaan 200 l, ja se riittää jäähdyttämään kuljetinpiirin öljyn. Säiliön kokonaispinta-ala on noin 2 m². [23]

Käytössä oleva säiliö on kuitenkin liian pieni kun järjestelmään lisätään tilavuusvirtaa yli 200 l/min. Järjestelmässä kiertävä öljymäärä on noin 400 l/min, kun säädettävä pumppu toimii maksimituotolla. Käytettäessä mobile- järjestelmille suositeltua mitoitus, joka on 1 – 2 kertaa järjestelmän pumppujen minuuttituotto, saadaan tarvittavan säiliön tilavuudeksi 400 – 800 litraa [8]. Näin suuren säiliön mahdollistaminen rakenteisiin on jo haastavaa suuren tilantarpeen vuoksi. Minimimitoituksen eli 400 litran säiliön käyttö voidaan kuitenkin perustella sillä, että järjestelmästä säiliöön tulevat ja lähtevät tilavuusvirrat ovat aina varsin hyvin tasapainossa, sillä järjestelmä sisältää vain moottorikäyttöjä. Säiliön valinnassa tulee kiinnittää huomiota siihen, että säiliö on suunniteltu nopeaa läpäisyä silmällä pitäen. Säiliön rakenteen tulee olla sellainen, että öljy kiertää hyvin koko säiliön, ja ilman erottumista on edesautettu rakenteellisilla ratkaisuilla.

5.3 Voimansiirron toteutustapojen vertailua

Aiemmin tarkasteltuja ja laskettuja järjestelmätyyppejä verrattiin mekaaniseen järjestelmään hinnan, painon ja vetovoiman suhteen. Myös valmistuksen kustannuksia ja yhteensopivuutta olemassa olevan kaluston kanssa pidettiin tärkeänä seikkana toteutustapoja arvioitaessa.

5.3.1 Mekaaninen veto

Mekaanisessa vedossa voimansiirto on kiinteästi kiinni traktorin dieselmoottorissa. Tällä järjestelyllä veto pystyy hyödyntämään kaiken parhaiten moottorilta saatavan tehon. Vain voimansiirron vaihteistohäviöt aiheuttavat häviöitä. Ajovoimanotolla ajettaessa osa tehosta menee traktorin pyörien pyörittämiseen, mutta suurimman vetovoiman tarvitseva akseli määrittää tehon tarpeen ja pitävin akseli ottaa tarvitsemansa tehon. Tässä on haittapuolena se, että jos vaunun akseli on ensimmäisenä ottamassa vetoa vastaan, on voimansiirtoon kohdistuva mahdollisesti iskumainen kuormitus erittäin suuri, ja saattaa rikkoa vaunun voimansiirron osia. Tämän tyyppinen voimansiirtoratkaisu on ollut tuotannossa kuitenkin kymmeniä vuosia ja voimansiirron pettämiset ovat olleet yksittäistapauksia.

Ajovoimanotolla toteutettuna mekaanisella vedolla ei myöskään teoriassa ole nopeusrajoituksia vaan kärryn veto on aina synkronoitu traktorin vedon kanssa samalle

nopeudelle. Välityksen pienentyessä ja nopeuden noustessa vetovoima luonnollisesti pienenee. Todellisuudessa voimanottoakselille on määritetty suurin sallittu pyörintänopeus, jota ei saa ylittää. Esimerkiksi 20 km/h nopeudella voimanottoakseli pyörisi jo noin 2500 r/min.

Mekaaninen veto perustuu traktorin voimanottoakselista saatavaan tehoon. Tämä teho välitetään vaunun takapyörille siten, että traktorin ja vaunun pyörät pyörivät suunnilleen samaa vauhtia. Raiseliftin vaunuissa vaunun voimalinja koostuu laskutavasta riippuen kolmesta tai neljästä erillisestä välitysportaasta. Portaita on neljä, jos akselin napavälitykset lasketaan omana välityksenään. Jokaisessa välityksessä käytetään erillistä vaihteistoa, jolloin vaihteistojen häviöt mukaan laskettuna kokonaishyötysuhteeksi saadaan $0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,885$.

Mekaanisen vedon vuoksi vaunun tehonsiirron rakenne on melko rajoittunut. Yksiakselisessa vaunussa tämä ei kuitenkaan ole suuri ongelma ja perän sovittaminen ainoalle akselille ei lisää painoa merkittävästi, muuten kuin välityksen osien osalta. Myöskään vankkurimallissa mekaaninen perän rakenne ei merkittävästi rajoita suunnittelua ja tilan käyttöä. Vankkurimallissa veto joudutaan tosin rakentamaan sille vaunun akselille, joka pystyy, teoreettisten laskujen mukaan, välittämään vähemmän vetovoimaa maahan.

Mekaanisen vedon tehonsiirron komponenttien arvioidut hinnat ja massat on esitetty taulukossa 12. Vetävän akselin rakenteen massaksi on arvioitu 200 kg. Tämä massa sisältää vetävän perän rakenteen vaatiman lisäpainon öljytilavuuksineen, verrattuna riittävän kantokyvyn omaavaan akseliin, jossa ei ole vetoa.

Taulukko 12. Mekaanisen vedon kustannukset ja massa.

Komponentti	Hinta [€]	Massa [kg]
Suunnanvaihtajavaihteisto	3000	85
Planeettavaihteisto	1000	60
Perävälitys	500	70
Napavälitykset	1000	60
Etu- ja takakardaani sekä vetoakselit	500	50
Vetävän akselin rakenne	1000	200
Yhteensä	7000	525

Taulukosta 12 voidaan lukea nykyisin käytössä olevan mekaanisen vedon kokonaiskustannukseksi 7000 €. Mekaanisen vedon tehonsiirron massaksi tulee tässä arviossa 525 kg.

Mekaanisen vedon hinta koostuu pääosin mekaanisista välityksistä, joista suuri osa on yrityksen omaa valmistetta. Voimansiirron komponenttien hinnat ovat valmistajan ilmoituksen mukaisia.

5.3.2 Toteutus järjestelmätyypille 1

Järjestelmätyypissä 1 yhdistettäisiin nykyinen akselivälitys hydrostaattiseen voimansiirtoon. Näin saataisiin pienemmällä ja halvemmalla hydrauliiikan komponenteilla enemmän vetotehoa kuin pelkällä hydrostaattisella vedolla. Rajoituksena on tietysti runkorakenne, joka vastaa mekaanisen vaunun rakennetta. Hydromekaaninen toteutus vaatii paljon vaihteistoja, jolloin monimutkaisuus lisääntyy ja vikaherkkyys kasvaa.

Käytettäessä pienempää moottoria, joudutaan käyttämään alennusvaihteistoa riittävän vetovoiman aikaan saamiseksi. Vetovoimaa on tällaisella ratkaisulla kuitenkin saatavissa melko helposti 50 kN. Käyttämällä alennusvaihteiston välityksenä 28,08, voidaan 50 kN vetovoima saavuttaa jo 560 cm³ kokoisella moottorilla. Pumpun koon tulisi tällöin olla 130 cm³.

Järjestelmän hinta koostuu varsin monesta komponentista. Järjestelmätyypin 1 komponenttien hinnat ja massat on esitetty taulukossa 13. Järjestelmä on kuvassa 21 esitetyn kaavion mukainen. Tässä toteutuksessa pumpun lisäksi tarvitaan apupumppu ja moottorin suunnanvaihto on toteutettu kahdella rinnankytketyllä venttiilillä. Lisäksi järjestelmään kuuluu kaksitilavuusmoottori, sekä sähköinen ohjauslogiikka. Vaihdelaatikon hinta on pienempi kuin mekaanisessa vedossa, sillä vapaakytkin voidaan jättää pois.

Taulukko 13. Kustannukset ja massat: järjestelmätyyppi 1.

Komponentti	Hinta [€]	Massa [kg]
Pumppu	1500	30
Apupumppu	500	10
Moottori	3000	60
Ohjausventtiili moottorille	300	10
Venttiili apupumpulle	300	10
Suuntaventtiilit	600	30
Vaihdelaatikko 1	2500	100
Vaihdelaatikko 2	2500	100
Perävälitys	500	70
Napavälitykset	1000	60
Kardaani ja vetoakselit	400	35
Vetävän akselin rakenne	1000	200
Ohjauslogiikka	2000	10
Öljysäiliö	200	200
Yhteensä	16300	925

Järjestelmätyypissä 1 voimansiirron komponenttien määrä on varsin suuri. Lisäksi lähes koko mekaaninen voimansiirto pysyy muuttumattomana. Pois jäävät vain planeettavaihteisto ja etukardaani, jolloin mekaanisesta vedon suhteen painonsäästöä tulee 85 kg. Lisäpainoa tulee pumpusta 30 kg, toisesta vaihdelaatikosta 100kg,

Moottorista 60 kg. Öljytilavuuden kasvattamisesta syntyvän lisäpainon arvioidaan olevan 200kg, jolloin kokonaispainoksi saadaan 925 kg

5.3.3 Toteutus järjestelmätyypille 2

Järjestelmätyypin 2 toteutukseen ei löytynyt sopivaa moottoria, jossa olisi yhdistynyt riittävän suuri kierrostilavuus ja riittävän suuri vapaapyörintänopeus. Tämän vuoksi sitä ei käsitelty sen tarkemmin. Järjestelmätyypin arvot jäävät järjestelmätyyppien 1 ja 3 väliin.

5.3.4 Toteutus järjestelmätyypille 3

Hydraulinen veto voidaan toteuttaa komponenteittain yksinkertaisimmin siten, että käytetään traktorin ulosotolla pyöritettävää säätyvätilavuuksista pumppua, johon on kytketty kaksi napamoottoria. Tällaisella järjestelyllä saadaan toteutettua hydraulinen veto ilman mekaanisia välityksiä. Tällaisen täysin hydraulisen vedon toteuttaminen avaa hieman mahdollisuuksia tehonsiirron rakenteen suunnittelulle. Taka-akselisto voidaan suunnitella uudestaan siten, että maavara saadaan kasvatettua. Maavaraa ei tosin ilman suurempia runkoon tehtäviä muutoksia voi kasvattaa kuin 200 mm.

Riittävän vetovoiman saavuttamiseksi tarvittava moottorin kuutiotilavuus on varsin suuri. Komponenttien koko ja erityisesti hinta nousevat korkeiksi. Suunnitellulla painetasolla 230 bar tarvittavan vetovoiman aikaansaamiseksi tarvitaan moottorin kooksi 6320 cm³. BBC 07 sarjan isoimmalla 5525 cm³ versiolla vetovoima jää noin 40 kN:iin eli suunniteltua vetovoimaa ei saavuteta. Käyttämällä varsin pientä 90 cm³ pumppua voidaan kuitenkin saavuttaa noin 5 km/h nopeus. Pumppu voi siis tässä järjestelmätyypissä olla pienempi paremman hyötysuhteen vuoksi.

Taulukko 14. Kustannukset ja massat: järjestelmätyyppi 3.

Komponentti	Hinta [€]	Massa [kg]
Pumppu	1500	40
Moottori 1	10000	300
Moottori 2	10000	300
Apupumppu ja venttiilit	1100	30
Ohjauslogiikka	2000	10
Öljysäiliö	200	200
	24800	880

Järjestelmätyypissä 3 järjestelmän paino koostuu hydraulikkakomponenteista. Napamoottorit painavat 300 kg/kpl ja 110 cm³ pumppu painaa noin 40 kg [24]. Lisäksi letkujen ja venttiilien painoksi arvioidaan 30 kg. Akselistorakennetta on mahdollista keventää sillä perän öljytilavuudelle eikä perävälitykselle ei ole tarvetta. Tämän vuoksi

taulukosta on voitu jättä pois *vetävän akselin rakenne* kohta. Tämä tarkoittaa 200 kg painoeta. Järjestelmätyypissä 3 tehonsiirron massaksi saadaan 880 kg

Järjestelmätyypin 3 hinta koostuu kahdesta napamoottorista sekä pumpusta. BBC 07 sarjan moottorien hinta on noin 10 000 €/ kpl. Pumpun hinta on luokkaa 1500 €. Lisäksi voidaan laskea ohjauskorttiin, letkuihin ja muihin tarvikkeisiin 3000 €. Peruskomponenttien hinnaksi saadaan 24 800 €. Napamoottoreiden hinta on suurin este kyseisen järjestelmätyypin toteutukselle.

5.3.5 Toteutustapojen yhteenveto

Mekaaninen veto on vetovoimaltaan paras ja rakenteeltaan kevein. Hyötysuhde on mekaanisessa vedossa paras ja hintakin on varsin halpa. Mekaanista vetoa kannattaa siis edelleen tarjota vaihtoehtona, kun sellainen on traktoriin sovitettavissa.

Järjestelmätyyppi 3, joka on toteutettu napamoottorein, on kevytrakenteinen, jonka lisäksi sen hyötysuhde on hyvä. Riittävän vetovoiman saavuttaminen vaatii kuitenkin painetason nostamista yli 300 bariin. Myös napamoottoreiden hinta on varsin kallis, jolloin järjestelmän hinta kasvaa.

Käyttämällä järjestelmätyyppeä 1 voidaan järjestelmän vetovoimaa kasvattaa kohtuullisen kokoisilla komponenteilla riittävälle tasolle. Käyttämällä osittain mekaanista vetoa voidaan hydraulijärjestelmän komponentteja pienentää. Tämä mahdollistaa edullisempien komponenttien käyttämistä. Hyötysuhde ei ole erityisen hyvä ja järjestelmän kompleksisuus kasvaa, mikä kasvattaa vikaherkkyyttä. Käyttämällä hyväksi osaa vanhasta mekaanisesta voimansiirrosta, voidaan kuitenkin kyseistä järjestelmää myös tarvittaessa soveltaa vanhoihin vaunuihin tarpeen vaatiessa. Tällaista järjestelmää puoltaa myös prototyypin helppo toteuttaminen olemassa olevan rakenteen suhteen pienillä muutoksilla. Hydromekaanisen järjestelmän paino on myös melko suuri, sillä vanhasta mekaanisesta voimansiirrosta on edelleen jäljellä suuri osa ja hydraulikomponenttien massat tulevat tämän vanhan rakenteen päälle.

5.4 Tehonsiirron ohjauksen määrittäminen

Järjestelmän ohjaukselle ei varsinaisia ehtoja ollut asetettu, mutta edullinen hinta ja toiminnallisuus olisi silti saatava järkevästi yhdistettyä. Ohjausta pyrittiin kehittämään käyttäjäystävälliseksi pyrkien pitämään ohjaus yksinkertaisena. Tähän lähtötilanteeseen pyrittiin löytämään riittävän toiminnollisuuden takaava, mutta kuitenkin mahdollisimman yksinkertainen ohjaustapa.

5.4.1 Ohjaustapoja

Järjestelmän perusrakenne on varsin selkeä. Hydrostaattinen voimansiirto perustuu hydraulipumppuun ja hydraulimoottoriin. Komponenttien lukumäärä voi vaihdella

toteutuksesta riippuen. Hydrostaattista tehonsiirtoa voidaan ohjata monin eri tavoin ja tässä on käsitelty niistä muutamia joita vedon suunnittelun aikana on harkittu.

Käsiohjauksen avulla, säätämällä pumpun kulmaa eli tilavuusvirran tuottoa, vetoa voidaan säätää. Tässä ohjaustavassa kuljettaja joutuisi kuitenkin ohjaamaan järjestelmää jatkuvasti, yrittäen ajaa vaunua samalla nopeudella kuin vetävää traktoria. Tämä ei ole toivottu ominaisuus eikä tällainen ohjaustapa ole toteutuksena kyseiseen järjestelmään järkevä.

Yksi ajatus järjestelmän ohjaamiseksi olisi täysautomaattinen järjestelmä, jossa voitaisiin hyödyntää traktorin CAN-väylältä saatavaa tai laskettavissa olevaa nopeus tietoa, ohjaamaan sähköservon avulla pumpun kulmaa. Tällainen järjestelmä vaatisi paljon sähköistä logiikkaa, mutta vastapainoksi optimoimalla ohjausta, saataisiin pehmeästi toimiva järjestelmä, jonka tehonkulutusta voitaisiin optimoida.

Tällainen järjestelmä vaatisi kuitenkin monimutkaista elektroniikkaa ja kallista kehitystyötä toimiakseen, joten tällainen järjestelmä ei nykyresursseilla ole vartenotettava vaihtoehto. Lisäksi monimutkainen järjestelmä on vika-altis, joka myös osaltaan vähentää tämän ohjausvaihtoehdon käyttökelpoisuutta tuotannossa.

Vakiopainesäätö on ohjaukseen varsin sopiva, sillä kyseisellä ohjaustavalla järjestelmän toiminta-alueen puitteissa ja määritetyllä nopeusalueella on mahdollista pitää tasainen vääntömomentti vedon ollessa päällä. Toteutuksena se on myös riittävän yksinkertainen kyseiseen sovellukseen. Järjestelmän käyttö on myös käyttäjäystävällistä. Ohjaimella voidaan valita toiminto: *vapaa*, *eteen* tai *taakse*. Järjestelmä toimii muuten automaattisesti nopeusalueen puitteissa. Vakiopainesäädössä pumppu ohjataan pitämään vakiopaine painelinjassa. Nopeuden kasvaessa pumpun kulma kasvaa ja vastaavasti nopeuden laskiessa pumpun kulma pienenee. Säädetävän pumpun ansiosta pienemmillä nopeuksilla tehohäviö pysyy myös kohtuullisena, kun pumppu tuottaa vain tarvittavan määrän tilavuusvirtaa. Säätämällä käytettävää painetta, voidaan helposti vaikuttaa saatavaan vetotehoon. Järjestelmän ohjaus toimii hydraulijärjestelmän mitoituksen puitteissa automaattisesti ilman monimutkaisia ohjauksia, mutta ylitettäessä pumpun tuoton mahdollistama maksiminopeus, ei ilman lisäjärjestelyjä voida estää vaunun vetämistä ylinopeudella.

Käytettäessä napamoottoreita, voidaan ne varustaa vapaapyörintäventtiileillä, joilla moottori kytkeytyy automaattisesti vapaapyörintään, kun paine painelinjassa pienenee. Käytettäessä muunlaisia moottoreita täytyy vapaapyörintä toteuttaa muulla tavoin tai järjestää keino estää vaunun vetäminen ylinopeudella. Järjestelmätyypin ollessa avoin järjestelmä moottorin pyöräminen ylinopeudella ei aiheuta vastapainetta paluulinjassa, jolloin moottori alkaisi jarruttaa. Moottori pääsee siis pyörimään vapaasti ylinopeutta, joka aiheuttaa moottorin kavitiointia. Tämän tilanteen estämiseksi tulee järjestelmään rakentaa suojauksia tai muulla tavoin estää moottorin liian suuri pyörimisnopeus.

5.4.2 Ohjauslogiikka

Vaunussa käytetyn vedon tulee täyttää suunnitteluehdoissa määritetyt toiminnot. Vaunun vedon on pystyttävä tuottamaan vetovoimaa sitä pyydetessä eteen ja taakse, sekä veto on voitava kytkeä pois päältä. Järjestelmän toteutukseen sopiva 2-tilavuusmoottori mahdollistaa vaaditun nopeusalueen toteuttamisen, kuitenkin niin, että maksiminopeus saavutetaan vasta kun moottori kytketään pienemmän kierrostilavuuden tilaan.

Normaalissa ajossa vaaditaan siis venttiilien ohjausta. Kuljettajalle täytyy siis vähintään saada käytettäväksi valinta, *eteen*, *taakse* ja *vapaa*. Tämä valinta voidaan toteuttaa helposti ohjaamalla suuntaventtiiliä. *Vapaa* tilassa on järjestelmässä, joka on esitetty kuvassa 21, oleva venttiili 17 kytkettävä vapaakiertotilaan ylimääräisen tehohäviö poistamiseksi. Vapaakiertotila tarkoittaa tässä tapauksessa sitä, että pumpun LS-signaalitulo johdetaan suuntaventtiilin kautta suoraan tankkiin, jolloin LS-linjan paine on nolla ja pumppu säätyy minimi-tilavuuteen.

Kuvassa 21 olevalla suuntaventtiilillä 17 voidaan myös toteuttaa toinen paineraja. Käyttämällä esimerkiksi 100 bar painerajaa, voidaan vetotehoa pienentää merkittävästi. Käyttäjälle tällainen valinta voidaan toteuttaa esimerkiksi siten, että lisätään ohjauspaneeliin nappi, josta voidaan valita kytkimellä eri painealueet.

Moottorin kierrostilavuuden vaihdolle voidaan tuoda kuljettajalle näkyvä kytkin, jolla moottorin kierrostilavuus vaihdetaan. Moottorin kierrostilavuuden vaihto tosin toteuttaa osin samaa toimintoa kuin edellä kuvattu paineen alentaminen pumpulta.

Yllä kuvattujen toimintojen tuomiseksi käyttäjälle tarvitaan releohjattuja kytkimiä tai vaihtoehtoisesti ohjattavaa logiikkaa. Yllä mainitut toiminnot voidaan käytännössä toteuttaa releohjauksena, mutta toteutetun ohjauksen käyttö on varsin monimutkaista, ja ohjauspaneeliin tulee näkyviin paljon kytkimiä. Releohjauksella toteutettu ohjaus myös mahdollistaa virhepainallukset, jotka voivat vahingoittaa järjestelmää.

Ohjelmoitava logiikka mahdollistaisi ohjauksen keskittämisen vähemmille ohjauslaitteille. Lisäämällä järjestelmään antureita voidaan toteuttaa erilaisia toimintoja automaattisesti. Yksi näistä olisi moottorin kytkeminen pienemmälle tilavuudelle automaattisesti. Tällä tavoin voitaisiin järjestelmän nopeusalueita kasvattaa ilman, että kuljettajan tarvitsee puuttua ohjauslaitteisiin. Lisäämällä pyörimisnopeusanturi myös pumpun kierrosnopeudelle voitaisiin logiikalla myös toteuttaa yksinkertaista tehonsäätöä.

6 JÄRJESTELMÄN TOIMINNAN SIMULOINTI

Järjestelmän toimintaa haluttiin varmentaa simuloimalla tilanteita, joissa saattaa ilmetä ongelmia kavitaation kanssa. Lisäksi haluttiin selvittää miten järjestelmä käyttäytyy, kun venttiileitä avataan ja suljetaan tietyissä tilanteissa.

Traktorin vaihteiston välityksistä riippuen, järjestelmän maksiminopeus voi olla sellainen, että se tulee ylitettyä helposti huomaamatta. Lisäksi on otettava huomioon, että veto saattaa unohtua päälle, kun vauhtia kasvatetaan. Tällaisia tilanteita varten tulisi järjestelmässä olla olemassa suojausmekanismeja. Moottorin tilavuuden muutos, automaattisesti logiikan ohjaamana, mahdollistaa vetoalueen laajentamisen. Siirtoajoa varten tulee järjestelmässä olla joka tapauksessa mekaaninen kytkin, jolla tehonsiirron mekaaninen osa irrotetaan hydraulimoottorista. Simuloinnilla tutkittiin yhtä ideaa hydraulimoottorin kavitoimisen estämiseksi ylinopeustilanteessa.

Simuloinnissa käytettiin AMESIM- ohjelmaa, sillä sen käytöstä oli jo aiempaa kokemusta. Lisäksi ohjelmalla voidaan helposti ja nopeasti luoda kokonaisia järjestelmiä. AMESIM- ohjelmassa järjestelmä luodaan havainnollisilla symboleilla ja niitä yhdistävillä signaali- tai painelinjoilla.

6.1 Simulointimalli

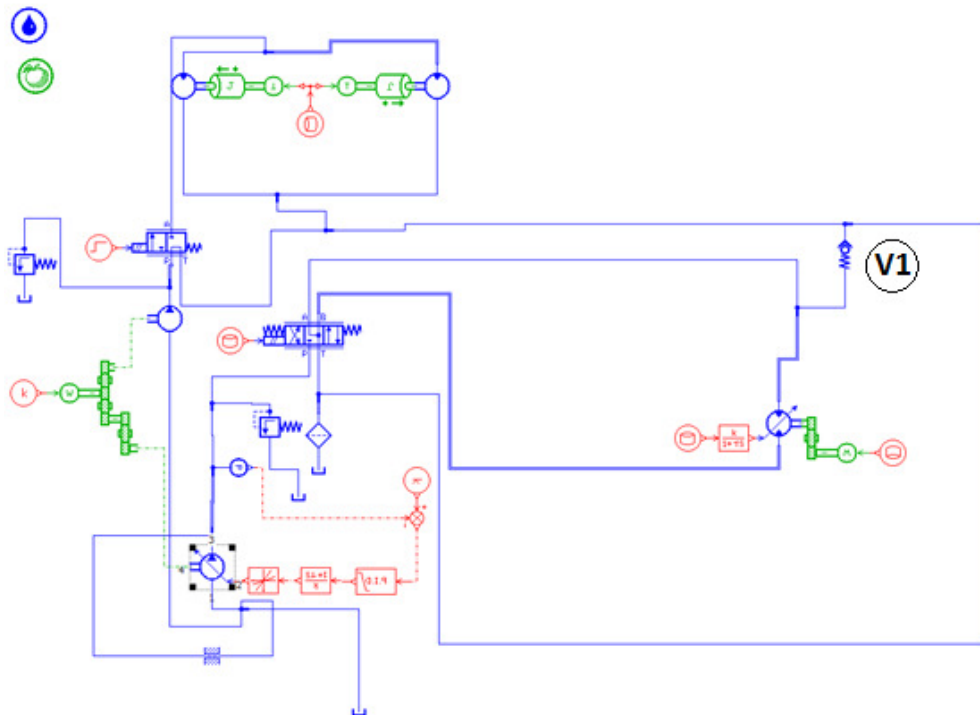
Mallinnuksessa ei pyritty mallintamaan järjestelmää tarkasti, vaan on pyritty luomaan malli, jolla voidaan tarkastella järjestelmässä tapahtuvia tilanteita, jotka järjestelmän rakenteesta johtuen ovat mahdollisia, mutta myös toiminalle haitallisia. Tämän vuoksi pyörien kosketusta maahan ei ole erikseen mallinnettu, vaan on tyydytty käyttämään pelkkää jäykkää taulukkomuotoista mallia vaunujen pyörien pyörintänopeudelle. Vaunun nopeuden teoriassa määrää vetävän laitteen nopeus, jota on pyritty tällä taulukkomallisella pakotetulla pyörimisnopeudella kuvaamaan. Vaikka pito menetetään ja pyörä alkaa luistaa, niin järjestelmän mitoitukselta johtuen ei pyörän luistossa saavuttama nopeus ole erityisen suuri.

Kuvassa 22 on esitettyä AMESIM- mallin ylin taso. Suurin osa järjestelmän komponenteista on helppo mallintaa valmiiden komponenttien pohjalta. Pumpun säätö on haastava mallintaa, koska varsinaista oikeaa pumppua ei ole saatavilla, joten sen säädön ja ohjauksen toimintaa ei voida varmentaa. Tällaisesta korkeamman tason mallista löytyi kuitenkin toteutusmalli AMESIM- ohjelmalla toteutettuna [25].

Simulointimallissa tyydyttiin käyttämään karkeasti toimivaa ohjauksen mallinnusta. Pumpun ohjaimen toimintaa ei lähdetty mallintamaan tarkasti, sillä tiedot pumpusta eivät riittäneet tarkan mallin luomiseen, eikä tarkan mallin luominen ollut

tämän työn puitteissa tarpeellista. Pumpun säädintä on mallinnettu signaalitasolla ja pumpun käyttäytymistä on mallinnettu viiveillä ja vuodoilla. Viiveelle ja vuodoille on käytetty aksiaalimäntäpumpuille tyypillisiä arvoja. Pumpun kokona on käytetty 130 cm^3 pumppua ja moottorille on käytetty kokoa 565 cm^3

Suuntaventtiilille on käytetty arvoja Atos DPH – 2 16 venttiilistä [26], jolle maksimi tilavuusvirta on 300 l/min . Suurimmalla virtauksella painehäviö on 11 bar . Nämä tiedot on syötetty venttiilin mallin tietoihin. Suodattimen parametrina on käytetty ekvivalenttista kuristushalkaisijaa, ja mallissa on testaamalla haettu arvo kohdalleen siten, että suodattimen painehäviötä on verrattu ilmoitettuihin arvoihin ja säädetty malli vastaamaan sitä [27]. Välityksiä on mallinnettu siten, että pumput pyörivät suunniteltua nopeutta. Kuormauskuljettimen pumpun tapauksessa 1000 r/min ja ajovoimansiirron pumpun tapauksessa 2000 r/min . Moottorin jälkeinen alennusvaihde on mallinnettu siten, että siihen on yhdistetty alennusvaihteiston ja perävälityksen välitykset.



Kuva 22. Tutkittavan järjestelmän simulointimalli.

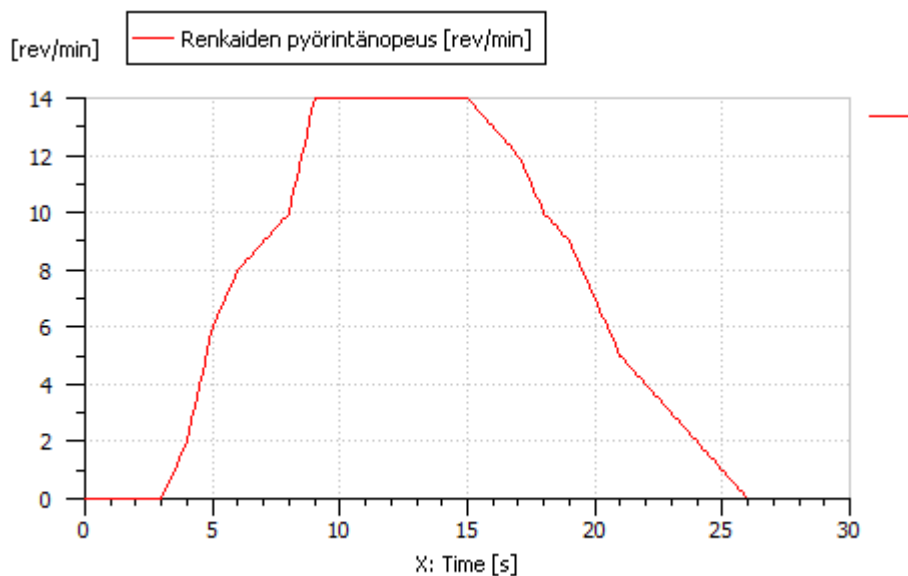
Putkien pituutta on arvioitu ottamalla huomioon mahdolliset asennuspaikat. Järjestelmän rakenne on varsin tiivis, joten putkien pituudet jäävät lyhyiksi. Paineletkun pituus on $0,4 \text{ m}$ ja paluuletkun pituus $0,8 \text{ m}$. Suuntaventtiililtä moottorille johtavan letkun pituudeksi on arvioitu 1 m . Suuntaventtiililtä suodattimelle kulkevan putken pituudeksi on arvioitu $0,5 \text{ m}$.

6.2 Simulointitulokset

Simulointi suoritettiin käyttämällä määrättyä nopeusprofiilia kuvaamaan renkaan pakotettua pyörimisnopeutta. Pumppua pyöritettiin vakionopeudella, ja kytkimien sulkemisella ja nopeusprofiilin muutoksilla saatiin aikaan ilmiöitä, joita simuloimalla haluttiin tutkia.

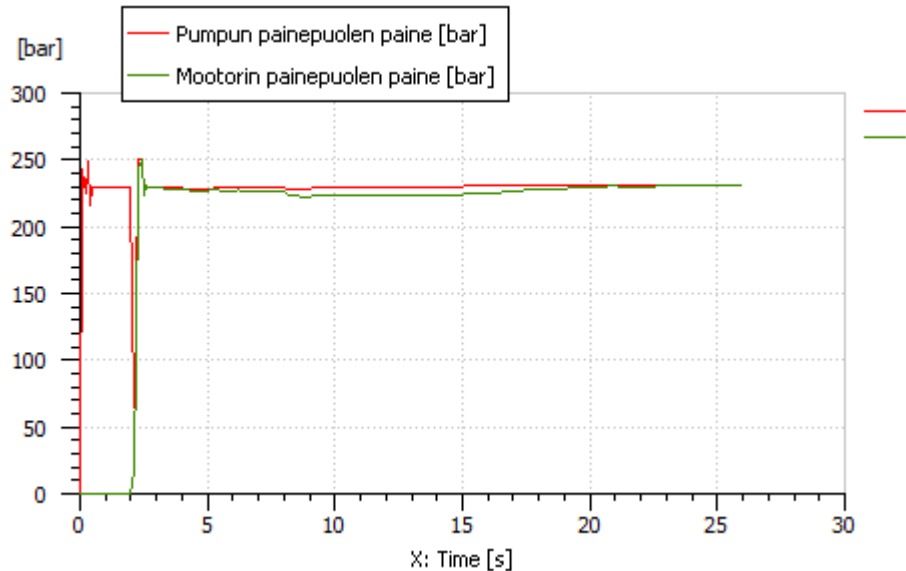
6.2.1 Järjestelmän käynnistys ja eteenpäin ajo

Suoritetaan ajo, jossa vetävän akselin nopeudeksi ajetaan ramppimaisesti 14 r/min, joka tarkoittaa käytännön nopeutta 4,7 km/h, joka on lähellä mitoitettua 5 km/h huippunopeutta. Kuljettimen piiriä pidetään vapaakierrolla. Dieselmoottoria mallinnetaan vakiokierroslukuarvona 1000 r/min. Ajanhetkellä $t = 2$ s kytketään suuntaventtiili auki asentoon siten, että tilavuusvirta kulkeutuu moottorille. Ajanhetkellä $t = 3$ s aloitetaan vaunun vetäminen. Tätä on mallinnettu siten, että moottorin akselia pyöritetään tiettyä pakotettua nopeutta. Vedon simuloimiseksi akselia pyöritetään ramppimaisesti kuvan 23 mukaisesti. Ensinnä kiihdytetään levosta huippunopeuteen 4,7 km/h ja sitten hidastetaan takaisin pysähdyksiin.



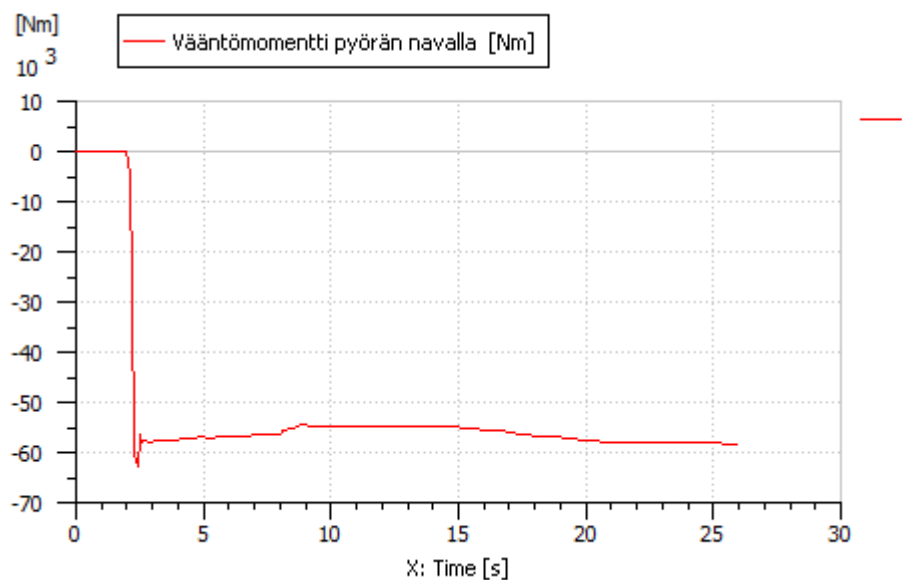
Kuva 23. Renkaiden pyörintänopeuden nopeusprofiili

Kuvasta 24 nähdään, että pumpun paineportin paine nousee ensin työpaineeseen ja venttiilin aukaisemisen jälkeen tapahtuu paineisku, jonka jälkeen paine asettuu taas työpaineeseen. Renkaiden pyörintänopeuden ollessa 14 r/min nähdään että venttiilihäviöstä johtuen paine moottorilla laskee hieman.



Kuva 24. Pumpun ja moottorin painepuolen paineet

Kuvasta 25 nähdään, että pyörille välitettävä vääntömomentti kyseisessä järjestelmässä asettuu käytössä noin 55kNm: iin. Pyöriltä saatava momentti laskee huippunopeudessa noin 3 Nm, painehäviön vuoksi.

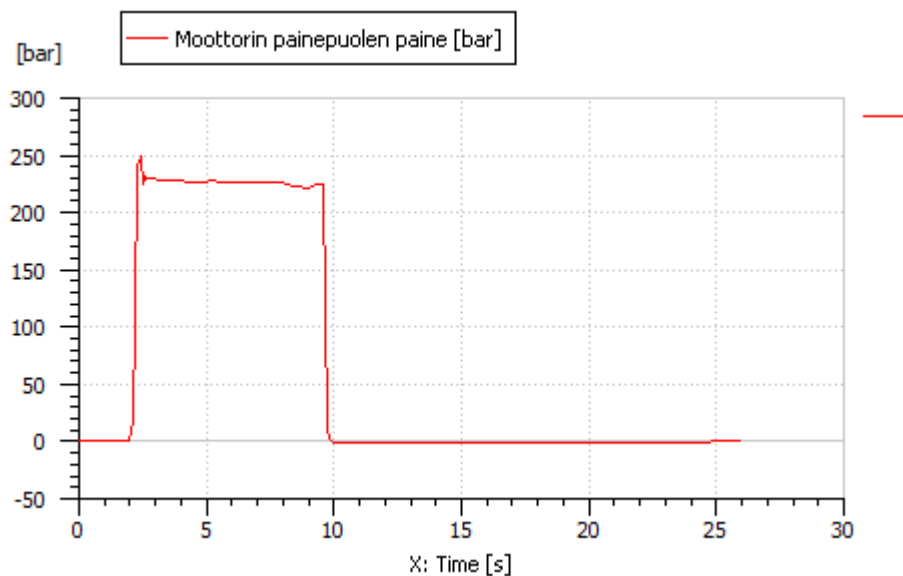


Kuva 25. Vääntömomentti pyörän navalla

Hyvin hitaissa nopeuksissa vääntömomentti on noin 58 kNm.

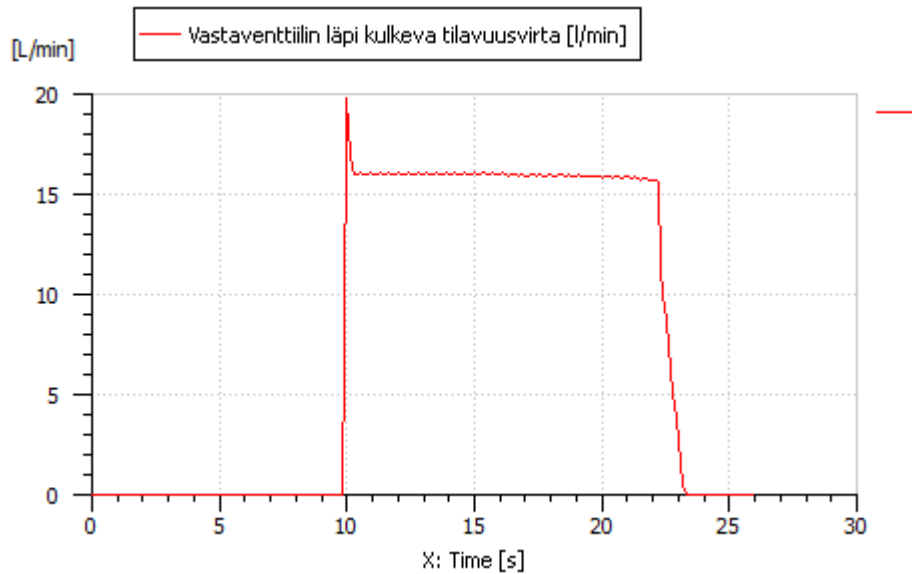
6.2.2 Sähkökatkos

Mekaaninen sähköliitos on kovassa rasituksessa tuotantokäytössä, ja mahdollisuus johdotuksen katkeamiseen tai liitoksen irtoamiseen on olemassa. Tätä ja mahdollista ylinopeustilannetta varten järjestelmään on asennettu vastaventtiili, jonka avulla korvaavaa tilavuusvirtaa saataisiin kuormauskuljettimen piiristä. Kyseinen venttiili on esitetty kuvassa 22 merkinnällä V1. Tällaisen ratkaisun toimintaa on tutkittu sähkökatkon aiheuttamassa tilanteessa, jossa venttiili palaa keskiasentoon. Venttiilin kara on jousilla keskitetty siten, että se palaa aina virrattomana keskiasentoon. Tällaista tilannetta on mallinnettu asettamalla venttiili keskiasentoon ajan hetkellä $t = 9$ s.



Kuva 26. Moottorin painepuolen paine sähkökatkoon aikana

Kuvasta 26 nähdään, että moottorin paineliitännässä paine putoaa välittömästi nolleen, kun venttiili siirtyy keskiasentoon. Samaan aikaan kuvasta 27 selviää, että kuljetinpiirin paluulinjaan asennettu vastaventtiili päästää moottorin imupuolelle öljyä 16 l/min. Pyörännavan kierrosnopeuden ollessa 14 r/min pyörii moottori lähes 400 r/min jolloin sen läpi tulisi kulkea noin 220 l/min öljyä. Tästä voidaan päätellä, että moottori kavitoi, eikä vastaventtiilin kautta syötetty tilavuusvirta riittänyt kompensoimaan tarvittavaa tilavuusvirtaa.

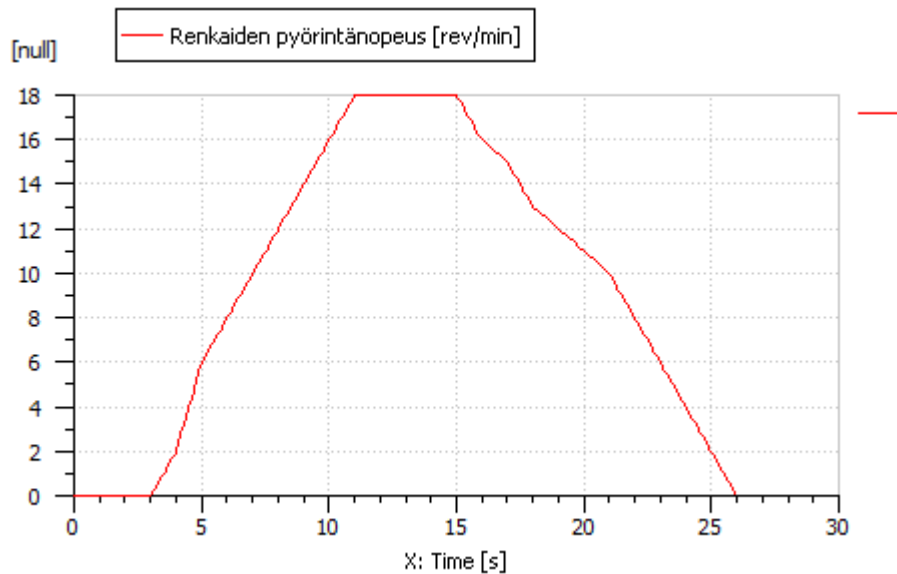


Kuva 27. Vastaventtiilin tilavuusvirta sähkökatkon aikana

Voidaan todeta, että simulaation perusteella korvaavan tilavuusvirran ottaminen kuormauskuljettimen paluuvirtauksesta vastaventtiilin avulla ei ole toimiva ratkaisu, jos käytetään 0,5 bar vastaventtiiliä, jonka maksimitilavuusvirta on 180 l/min. Tämän vastaventtiilin kautta kulkeva tilavuusvirta on kuvattuna kuvassa 27. Suurentamalla vastaventtiiliä ja alentamalla avauspainetta saatiin venttiilin läpi kulkevaa tilavuusvirtaa kasvatettua noin 60 litraan minuutissa. Tämä ei kuitenkaan ole riittävä määrä estämään kavitaatiota moottorilla. Myöskään muuttamalla vastaventtiilin parametreja, ja kokeilemalla erilaisia kuristuksia paluulinjaan, ei tällainen ratkaisu tuota riittävää tilavuusvirtaa, jotta kavitaatio moottorilla saataisiin estettyä.

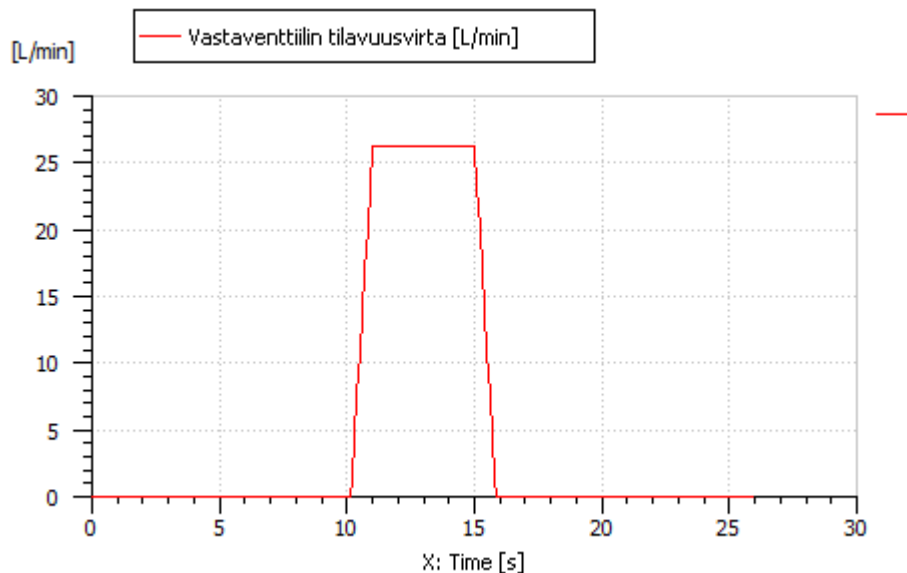
6.2.3 Ylinopeus

Vaunua voidaan vetää myös ylinopeudella, jolloin moottori rupeaa kavitoimaan. Ylinopeuden simuloinnissa on käytetty kuvan 28 kaltaista nopeusprofiilia.



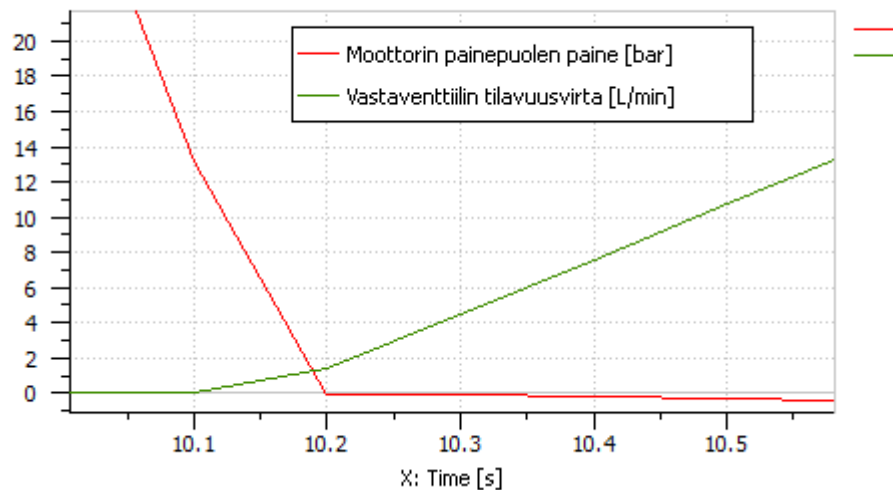
Kuva 28. Renkaiden pyörintänopeuden nopeusprofiili

Simulointimallilla todettu huippunopeus on vähän alle 15 r/min, joka tarkoittaa vaunun nopeutena 5 km/h. Tarkastelemalla kuvaa 29 havaitaan, että vastaventtiilin läpi alkaa kulkea tilavuusvirtaa ajanhetkellä $t = 10$ s.



Kuva 29. Vastaventtiilin kautta kulkeva tilavuusvirta

Vastaventtiilin kautta kulkeva tilavuusvirta on 26 l/min ja kuvan 30 perusteella venttiili näyttäisi aukeavan jo, kun paine on laskenut 13 bariin.



Kuva 30. Vastaventtiilin toiminta pienillä paineilla

Vastaventtiilin avautuu, koska suodattimen painehäviö nostaa paluulinjan paineen vastaventtiilin avautumispaineen yläpuolelle.

6.2.4 Päätelmät

Simuloinnin merkittävimpana tuloksena voidaan pitää sitä, että suunniteltu vastaventtiiliratkaisu ei tämän simuloinnin perusteella riitä takaamaan riittävää määrää öljyä järjestelmään ongelmatilanteissa. Ongelmatilanteita varten täytyy siis kehittää muita ratkaisuja, joita käytännössä ovat erilaiset hälytykset kuljettajalle.

7 PROTOTYYPIN TOTEUTTAMINEN RAISELIFT OY:SSÄ

Hydrostaattisesta vedosta päätettiin rakentaa toimiva prototyyppi Raiselift Oy:n tiloissa ja sitä on tarkoitus testata kenttäolosuhteissa seuraavan tuotantokauden aikana. Prototyypin toteuttamiseksi valittiin hydraulijärjestelmän komponentit, sekä suunniteltiin käytössä olevaan runkoon sellaisia mekaanisia muutoksia, että hydrauliiikan komponentit voitiin sijoittaa siihen.

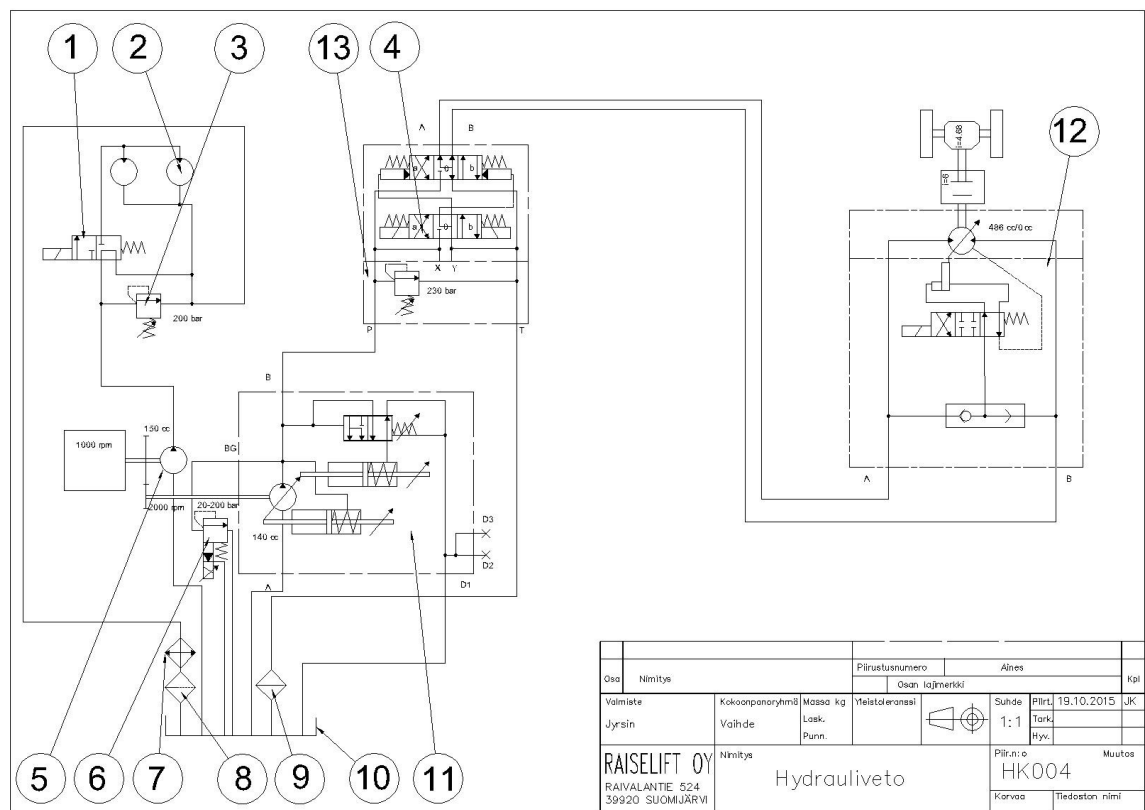
Prototyypissä valmistamisen yhteydessä haluttiin kehittää myös muita vaunun hydraulijärjestelmien osa-alueita ja hydrauliiikan kokoonpanoa. Erityisesti haluttiin kiinnittää huomiota valmistus ja toimintatapoihin, jotta niitä voidaan parantaa puhtauden ja kokoonpanon nopeuden kannalta.

7.1 Hydraulijärjestelmän suunnittelu

Prototyyppiin päätettiin valita hydraulijärjestelmä, jossa on käytössä pumppu ja hydraulimoottori alennusvaihteiston yhteydessä. Järjestelmästä laadittiin hydraulikaavio. Mitoituslaskujen perusteella, sekä ottamalla huomioon toiminnollisuuden mahdollistavat erikoisvaatimukset, valittiin sopivat komponentit järjestelmään.

7.1.1 Prototyypin hydraulikaavio

Hydraulijärjestelmän suunnittelu aloitettiin piirtämällä hydraulikaavio. Kaavio toimii myös dokumentaationa ja tärkeänä osana kokoonpanoa. Prototyypin hydraulikaavioon on tehty muutoksia aiemmin esitettyyn kaavioon, sillä komponenttien toimintaa on saatu selvitettyä tarkemmin ja komponenttien sisäisiä toimintoja on piirretty näkyviin kaavioon. Järjestelmätyypiksi oli jo aiemmin valittu avoin hydraulijärjestelmä. Tässä ratkaisusta järjestelmään tarvittiin suuntaventtiili, jonka avulla moottorin pyörimissuunta voitiin vaihtaa. Luvussa 4 suoritettun mitoituksen perusteella voitiin aloittaa sopivan kokoisten komponenttien etsintä. Hydraulikaavio on esitetty kuvassa 31. Kuvaan on merkitty osanumeroin pääkomponentit.



Kuva 31. Prototyypin hydraulikaavio

Järjestelmä koostuu pääkomponenteista, pumpuista 5 ja 11 ja moottoreista 2 ja 12, sekä esiohjatusta suuntaventtiilistä 4. Näiden lisäksi kaavioon lisättiin tarvittavat peruskomponentit, kuten paineenrajoitusventtiilit 3 ja 13, suodattimet 8 ja 9, säiliö 10 ja jäähdytin 7. Kaaviossa on esitetty kuormauskuljettimen pyörityshydrauliikan piiri, johon ainoana muutoksena käytössä olevaan järjestelmään verrattuna, lisättiin vapaakiertoventtiili 1, jotta kuljettimen hydrauliikka voidaan tarvittaessa kytkeä vapaakierrolle. Esiohjatulla proportionaaliventtiilillä 6 toteutetaan pumpun painetason ohjaus. Pumput on asennettu siten että ne pyörivät aina voimanottoakselin pyöriessä. Järjestelmän suunnittelussa päädyttiin siihen, että käytetään yhtä isoa tankkia, johon kummatkin piirit kytketään. Jäähdytin on asennettu kuormauskuljettimen piiriin, sillä tämän piirin tilavuusvirta on tasaisempaa pumpun ollessa vakio-tilavuuksinen.

7.1.2 Komponenttien valinta

Komponenttien valinta osoittautui haastavaksi. Järjestelmän kokoluokka tuntui osuvan juuri sellaiseen väliin, että edullisemmat perussarjojen tuotteet jäivät pieneksi ja isommat teollisuuskomponentit taas eivät olleet hinnaltaan järkevällä tasolla kyseessä olevilla tuotantomäärillä. Lisähaasteita aiheuttivat järjestelmän varsin monimutkainen ohjaus ja sen vaatima logiikka.

Kriittisimmäksi komponentiksi muodostui moottori. Moottorin koko määrää saavutettavan vetovoiman. Lisäksi avoimen järjestelmän ollessa kyseessä moottorin ylinopeuden estäminen on varsin vaikeaa. Kaksitilavuusmoottoreilla, joita oli tarjoilla muutamia malleja, voidaan ylinopeuden raja-arvoa kasvattaa, mutta ylinopeuden aiheuttamaa kavitaatiota ei silti estä mikään. Ratkaisuksi löytyi kuitenkin SAI:n kaksitilavuusmoottori, jonka kampiakselin iskunpituuden muutokseen perustuva tilavuuden muutos mahdollisti kaksitilavuuksisen moottorin, jonka toinen tilavuus asetus on 0 cm^3 . Kyseinen moottori on radiaalimäntämoottori, jossa männät ovat tähtimuodostelmassa. Tämä mahdollistaa tilavuuden muutoksen kampiakselin iskun pituutta muuttamalla. Kampiakselin iskunpituutta voidaan moottoriversiosta riippuen säätää tietyllä alueella portaittain tai portaattomasti. Kampiakselin isku voidaan säätää myös nollaan tietyissä moottoriversioissa, jolloin kampiakselilla ei siis ole iskua lainkaan. Akseli siis pyörii ilman rasituksia ja voi näin ollen pyöriä riittävän lujaa suuresta välityksestä huolimatta, jolloin tällä tavoin voidaan toteuttaa vapaapyörintäominaisuus. Elektronisen ohjauslogiikan avulla voidaan toteuttaa järjestelmä, jossa automaattinen vapaakiertotoiminto voidaan toteuttaa. Tehtaan edustajan mukaan vapaapyörintänopeutta on testattu 3000 r/min pyörintänopeudella. Vapaapyörintänopeus 3000 r/min tarkoittaa vaunun nopeutena noin 30 kilometriä tunnissa, joka katsottiin riittävän suureksi kentällä ajossa.

Moottorista voitiin myös räätälöidä sellainen versio, että sähköisen ohjauksen kadottua, moottori palaa vapaapyörintätilaan. Tätä ominaisuutta haluttiin käyttää, jotta voitiin varmistua, että ohjauksen kadotessa moottori jää vapaapyörintätilaan ja ei näin pääse kavitoimaan ajossa tapahtuvan sähkönsäädön seurauksena. Tämän ominaisuuden ansiosta moottorit ovat vapaapyörintätilassa myös silloin, kun vaunua ei ole kytketty mekaanisesti tai sähköisesti traktoriin.

Käyttämällä omaa suunnittelua olevia alennusvaihteita moottorin jälkeen voidaan tämän lisäksi moottorit vapauttaa mekaanisesti, kytkettävällä sakarakytkimellä, jolloin siirtonopeus maantiellä on riippumaton hydraulikomponenteista. Prototyyppiin valittiin SAI TD 2,5 moottori 690 cm^3 kokoisena.

Pumpun valintaa määrittäi hyvin pitkälti moottorin valinta, sillä kiinteätilavuuksista moottoria käytettäessä moottorin tarvitsema tilavuusvirta riippuu halutusta nopeudesta, varsinkin kun painetasoa ei haluttu kasvattaa merkittävästi 200 barin luokasta, sillä alhainen painetaso mahdollistaa nykyisin varastossa olevien putkien käytön. Alhainen painetaso jättää lisäksi pelivaraa, sillä painetasoa nostamalla voidaan järjestelmän vetovoimaa kasvattaa komponenttien pysyessä samana, jos tällainen tilanne havaitaan testeissä. Pumpun koko kasvoi niin suureksi, että useimmat edullisemman luokan pumppuvalmistajat eivät valmistaneet riittävän suurta pumppua. Jotta nopeusvaatimus saadaan täytettyä, pumpuksi valittiin Parker P1 140 cm^3 . Näillä komponenteilla Järjestelmän laskennalliseksi huippunopeudeksi saadaan $4,4 \text{ km/h}$. Tämä ei aivan täytä nopeusvaatimuksia, mutta vetovoiman vaatimukset katsottiin tärkeämmäksi toiminnan kannalta.

Parker tarjosi järjestelmään myös venttiiliä, jolla suunnanvaihto voitiin toteuttaa.

Venttiiliksi valittiin D41 sarjan venttiili, joka on tyypillinen esiohjattu NS16-kokoluokan suuntaventtiili.

7.2 Mekaanisten muutosten suunnittelu

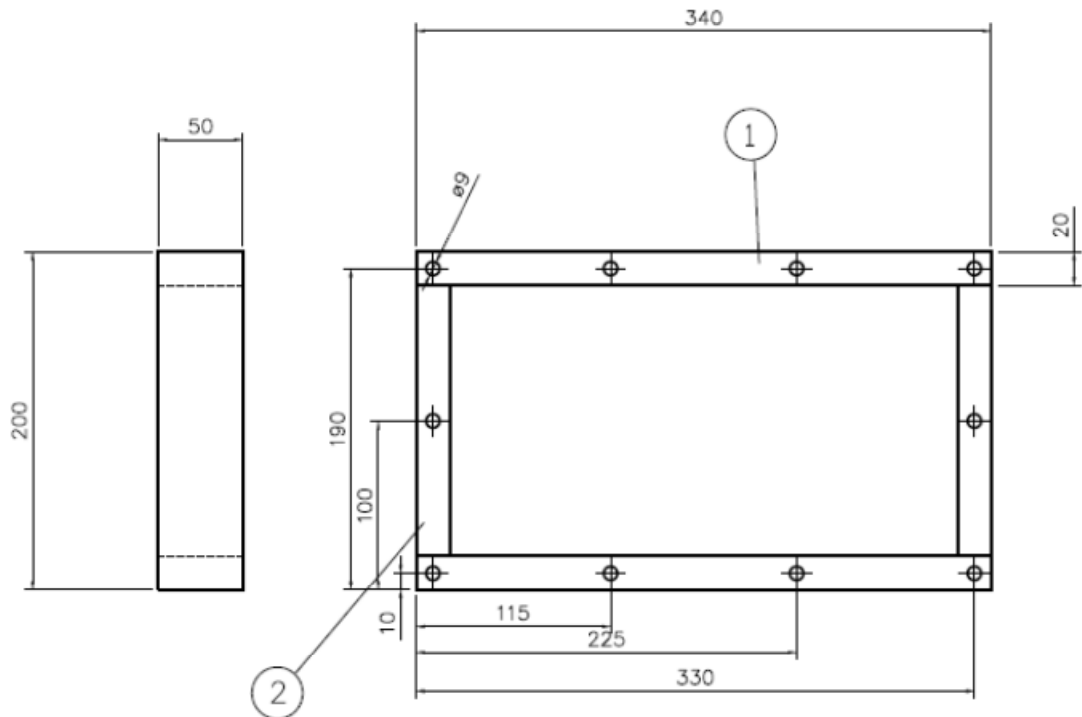
Mekaaniset muutokset vaunuun ovat tässä järjestelmässä varsin pienet. Käyttämällä jo käytössä olevaa vaihdelaatikkoa, voidaan varsin pienin muutoksin toteuttaa tarvittavat pyörimisnopeuksien muutokset pumpulle. Käytössä olevan vaihdelaatikon mahdolliset välityssuhteet eivät riittäneet tarvittavan välityksen rakentamiseen, joten moottorin yhteyteen vaihdelaatikkoa piti muuttaa siten, että siihen lisättiin yksi akseli lisää ja välitys alennetaan kahdessa portaassa. Vaikka täysin uusien vaihteistojen suunnittelulta vältyttiin, nykyisiin vaihdelaatikoihin jouduttiin valmistamaan monia uusia osia.

7.2.1 Pumppujen kiinnitys

Vaunussa on tarkoitus käyttää käytössä olevasta suunnanvaihtajavaihteistosta muokattua vaihdelaatikkoa, johon sekä ajovoimansiirron pumppu ja kuormauskuljettimen pumppu kiinnitetään. Suunnanvaihtajavaihteisto on kaksiakselinen yksinkertainen vaihdelaatikko, jossa käytetään suorahampaisia hammaspyöriä. Mekaanisessa vedossa käytössä oleva vaihdelaatikko on varustettu hydraulisylinterillä käytettävällä vapaakytkimellä, jolla ala-akseli voidaan mekaanisesti erottaa yläakselista.

Käytettäessä tätä vaihdelaatikkoa tuomaan nivelakselin tuottama teho pumpuille, joudutaan vaihdelaatikkoa muokkaamaan. Vaihteiston yläakselin kokoonpanolle ei tarvitse tehdä suuria muutoksia, sillä kuormauskuljettimen pumpun toiminta pysyy käytännössä ennallaan. Käytössä ollut vapaakytkin voidaan kuitenkin jättää pois, jolloin pumpun kiinnitystä voidaan yksinkertaistaa. Ajovoimansiirron pumppu asennetaan ala-akselille, joka on välitetty siten että ajovoimansiirron pumppu pyörii noin 2000 r/min.

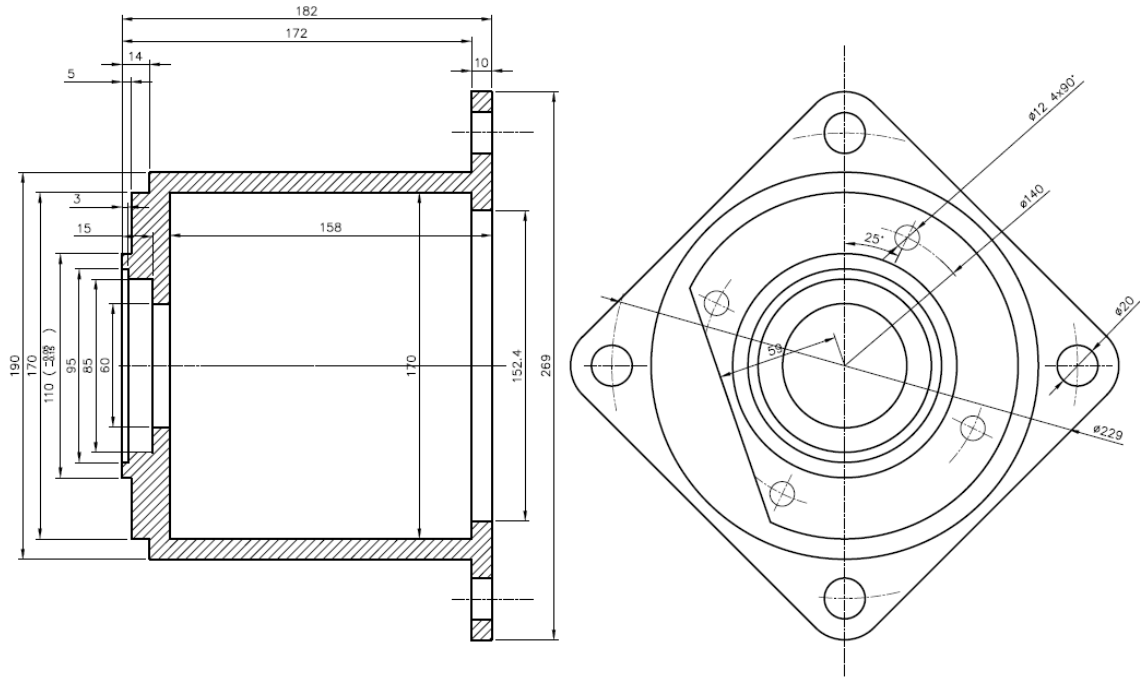
Vaihteisto on suunniteltu alennusvaihteistoksi, joten yläakselille tarvittava suurikokoinen hammaspyörä ja vastaavasti ala-akselille tarvittava normaalikäyttöä pienempi hammaspyörä vaativat hieman muutoksia nykyisin käytössä oleviin akseleihin. Vaihdelaatikossa käytettäviä irrotettavia laakeripesiä voidaan kuitenkin hyödyntää, jolloin haluttu välitys voidaan toteuttaa käyttämällä jo käytössä olevan vaihdelaatikon runkoa sellaisenaan. Yläakselin suuri hammaspyörä aiheuttaa sen, että vaihdelaatikon kannen kiinnityspintaa pitää korottaa noin 40 mm. Tähän tarkoitukseen valmistetaan, erillinen korokehokki, joka on esitetty kuvassa 32.



Kuva 32. *Vaihdelaatikon rungon korotuspala.*

Korokepala valmistetaan hitsaamalla latoista. Korokepalan kiinnitys tapahtuu siihen poratun, vaihdelaatikon kannen kanssa yhtenäisen pulttijaon, ja pitkien pulttien avulla.

Pumppu kiinnitetään erilliseen kiinnikkeeseen, johon se tulee kiinni kiinnityslaipastaan. Kiinnike on suunniteltava alusta alkaen. Pumpun kiinnityslaippa on SAE D 4 tyyppinen, joten sen kiinnitykseen vaaditaan rengas jonka keskittävä sisähalkaisija on 152,4 mm ja kiinnityspultteja on 4 kappaletta. Vaihdelaatikon puoleinen pää keskitetään paikalleen sorvaamalla sovite, joka sopii vaihdelaatikon al akselin 110 mm reikään. Kiinnike on kuvattuna kuvassa 33.



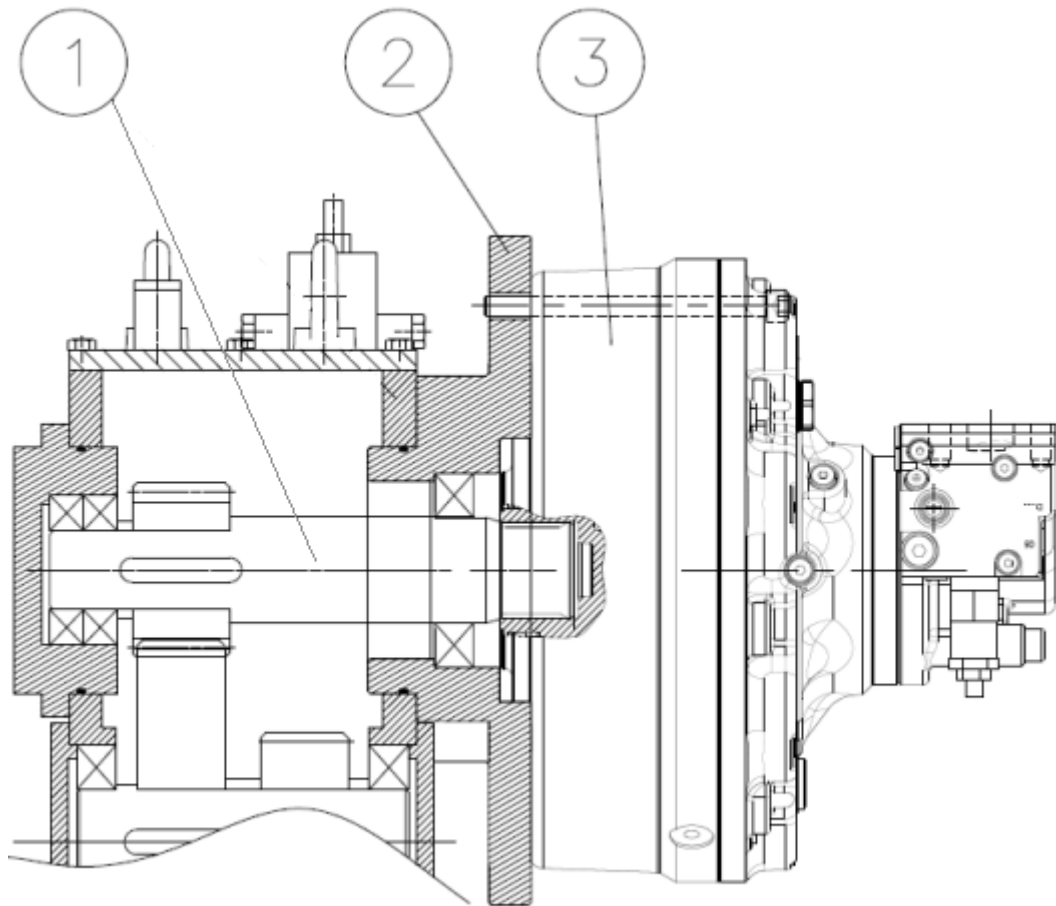
Kuva 33. Pumpun sovitelaiippa

Sovitelaipassa on myös pitkä ontto tila, johon on tarkoitus sovittaa sakarakytkin jolla pumppu ja vaihteisto yhdistetään mekaanisesti. Kappale valmistetaan hitsaamalla kolmesta osasta aihio, joka sitten sorvataan muotoonsa. Käyttämällä jousitettua sakarakytkintä, voidaan mahdolliset pienet heitot suuntauksessa ottaa huomioon, ja näin säästää pumpun sekä vaihdelaatikon laakereita.

7.2.2 Moottorin kiinnitys

Myös moottori kiinnitetään hieman vastaavalla tavalla vaihdelaatikon runkoon kuin pumppu. Moottori on tarkoitus kiinnittää jälkimmäisen suunnanvaihtajavaihteiston sisäänmenoakseliin, käyttäen erikseen suunniteltua urosakselia, joka sopii moottorin naarasakseliliitántään ja joka on esitetty kuvassa 34 osanumerolla 1.

Kuvassa 34 moottorin 3 kiinnittäminen täytyy toteuttaa sovitustalalla 2, joka on tarpeeksi tukeva ottamaan vääntömomentti kuormitukset vastaan. Moottorin tuottama vääntömomentti on noin 2000 Nm ja lisäksi moottorin paino on 90 kg. Kiinnityslaipan tulisi kantaa molemmat kuormitukset. Tämän lisäksi moottorin tarvitseman yli 45 mm akselin halkaisijan vuoksi täytyy toinen yläakselin laakereista muuttaa isommaksi. Seuraava suurempi koko, jota on valmiina käytössä, on 60 mm:n akselille tarkoitettu laakeri. Yläakselia muokattiin siis siten, että siihen sopii 60 mm laakeri toiseen päähän ja toiseen päähän ei tarvinnut tehdä muutoksia, vaan 45mm laakeri laakerikansineen voitiin hyödyntää sellaisenaan. Moottorin kiinnityslaippa päätettiin valmistaa siten, että se toimii samalla myös akselin laakeripesänä, jolloin tähän tarkoitukseen ei tarvitse käyttää erillistä osaa. Moottorin kiinnitystä vaihdelaatikkoon on havainnollistettu kokoonpanokuvassa 34.



Kuva 34. Moottorin kiinnitys alennusvaihteeseen

Kuvassa ei näy kannen kiinnitystä vaihdelaatikon runkoon. Kansi on kuitenkin kiinnitetty runkoon alkuperäisen 4 x M12 pulttiliitoksen sijaan vahvemmallalla 6 x M20 pulttijaolla.

7.3 Prototyyppivaunussa tarkasteltavat muut kehityskohteet

Prototyyppivaunun valmistuksen yhteydessä haluttiin kehittää myös vaunun muita ominaisuuksia. Hydraulijärjestelmien osalta haluttiin parantaa järjestelmien puhtautta kenttäolosuhteissa sekä kokoonpanossa, ja pohtia mahdollisia muutoksia nykyisten toimintojen toteutukseen.

7.3.1 Vaunun sylinterikäyttöjen kehittäminen

Vaunun luukkujen avaamiseen ja sulkemiseen oli tarve kehittää ratkaisu, jolla luukkujen toimintaa voitaisiin muuttaa helposti siten, että luukut toimivat joko yhtä aikaa tai erikseen. Tällä hetkellä tällainen muutos aiheuttaa aina putkituksen muutoksia, ja on varsin suuritöinen työvaihe. Osa käyttäjistä haluaa luukkujen toimivan yhdellä

venttiililohkolla ja osa kahdella. Haasteellisen muutoksesta tekee se, että yksitoimisessa järjestelmässä on käytössä virranjakoventtiili, jonka avulla varmistetaan, että molemmat luukut aukeavat samanaikaisesti. Virranjakoventtiilin kiertäminen aiheuttaa lisäputkituksen tarvetta sekä useamman sulkuhanan lisäämistä järjestelmään. Tällaisesta järjestelmästä rakennettiin kuitenkin prototyyppi, joka on kuvattu kuvassa 35.



Kuva 35. Sylinterikäytön toiminnollisuuden vaihtamiseen tarvittava kytkentä.

Nykyisten hydraulijärjestelmien osalta haluttiin myös pohtia vaihtoehtona kauko-ohjauksen lisäystä varustevalikoimaan. Kauko-ohjaukseen on saatavilla eri valmistajilta paketteja, jossa vapaakierrolla varustettuun hydraulilohkoon saadaan 1 – 8 venttiiliä, joita voidaan ohjata kauko-ohjauksella. Tällaisella venttiiliratkaisulla on mahdollista korvata vanhat traktoriin liitettävät järjestelmät siten, että ne käyttävät tällaista vaunuun kytkettyä venttiilipöytää traktorin venttiilien sijaan. Tämän järjestelmän etuna olisi pikaliittimien määrän selkeä väheneminen traktorin ja vaunun välillä. Näin järjestelmään johtavien likälähteiden määrä vähenisi myös merkittävästi. Samaan aikaan toisaalta sähköliitosten määrä kasvaa.

Kauko-ohjattu venttiilipöytä on kuitenkin varsin kallis, sen tuottamaan lisäarvoon verrattuna, sillä toiminnollisuus ei merkittävästi muutu. Käyttämällä venttiilipöytää voidaan toteuttaa luukkujen erikseen ja yhdessä avaaminen, pelkästään venttiilejä käyttämällä. Kauko-ohjaus mahdollistaa toimintojen käytön myös kuljettajan ollessa poissa traktorin ohjaamosta, mutta tällaisesta ominaisuudesta ei ole erityistä lisähyötyä sillä vaunua operoidaan käytännössä aina yhdistelmän ollessa liikkeellä, jolloin kuljettaja on valmiiksi traktorissa ja voi hyvin käyttää traktorin omia venttiililohkoja ilman kauko-ohjausta.

7.3.2 Hydraulijärjestelmän komponenttien suojaus ja asettelu

Käytön aikana vaunun hydraulijärjestelmät ovat alttiina turvepölylle. Pöly on varsin hienojakoista, jolloin se kulkeutuu myös hydraulijärjestelmään. Pääasiallisesti turvepöly kulkeutuu järjestelmään sylintereiden varsista, sekä huohottimien kautta. Turvepöly on kuitenkin varsin pehmeää, eikä käytetyissä hydraulijärjestelmissä ole käytössä erityisen vikaherkkiä komponentteja. Järjestelmät kestävät siis turpeesta johtuvia epäpuhtauksia melko hyvin. Järjestelmien käyttöikää voidaan kuitenkin parantaa parantamalla järjestelmien puhtautta ja estämällä mahdollisuuksien mukaan turvepölyn kulkeutuminen järjestelmään.

Kuljetinpiirissä täyttöaukon korkki on kiinni säiliön yläpinnassa, jolloin täyttöaukon suu on vain noin 5 mm tankin kansitason yläpuolella. Käytössä turvepölyä kerääntyy tasaisille pinnoille usein paksuiksi kerroksiksi, jolloin korkki peittyy niin että täyttöaukko on turvepölyn pinnan alapuolella. Täytettäessä hydraulisäiliötä säiliön yläpinta puhdistetaan, mutta puhdistus on sijoituspaikasta johtuen hankalaa ja puhdistusta ei aina suoriteta kunnolla. Täyttökorkin aukosta järjestelmään pääsee usein hieman turvetta. Täyttökorkin sijaintia voitaisiin muuttaa siten, että se tulee esimerkiksi laipalla vaikkapa 50 mm ylöspäin tankin yläpinnasta, jolloin tankin päälle kerääntynyt turve ei saavuta korkin reunaa, ja avatessa korkkia yläpinnalle jäänyt turvepöly ei kulkeudu täyttöaukosta sisään yhtä helposti.

Kuljetinpiirin suodatin on myös sijoitettu paluulinjaan säiliön yläpintaan. Suodatinrunko on kuitenkin noin 50 mm korkea, jolloin suodatinpanosta vaihdettaessa järjestelmään avoin kohta on noin 50 mm säiliön kannen yläpuolella. Tämä korkeus on juuri ja juuri riittävän korkea estämään kannen päälle jäävän turpeen kulkeutumisen järjestelmään. Suodatin rungon rakenteesta johtuen, yläpinnalle jää paluuletkun liitoskohtaan alue, jota on vaikea puhdistaa turvepölystä, jolloin kannen yläpinnalle jää turvetta, joka voi esimerkiksi tuulesta nousta sen verran, että se ajautuu suodatinkannen sisälle. Suodatinjalan sijainti on varsin hyvä, mutta puhtauden parantamiseksi on suodattimen vaihdossa kiinnitettävä erityistä huomiota säiliön kannen puhtaaksi saamiseen, jotta suodattimen vaihdon yhteydessä järjestelmään ei kulkeudu turvetta.

Kuljettimen noston ja luukkujen käytön hydraulipiireissä suurin ulkoisen lian lähde ovat pikaliittimet. Luukkujen käytön yhteydessä muita likälähteitä ovat sylinterin varret. Sylinterin varsien sijoittelulla ei pystytä merkittävästi parantamaan sylinterien varsien altistusta turvepölylle ilman erillisiä suojapusseja tai muita suojamenetelmiä käyttäen. Kuljettimen noston piirissä sylinterit toimivat yksitoimisesti, jolloin tyhjässä kammiossa käytetään huohotinta. Toimiessaan huohotin estää turvepölyn pääsyn järjestelmään, joten huohottimen riittävän usein suoritettu vaihto parantaa järjestelmän puhtautta. Usein huohottimia ei vaihdeta ennen kuin itse sylinteri vaihdetaan. Huohottimen voisi sijoittaa putkella tai letkulla eri paikkaan, mutta turvepöly altistus on vaunun läheisyydessä suuri, jolloin huohottimen uudelleen sijoitus ei tuo merkittävää hyötyä.

Hydrostaattisen järjestelmän vaatima jäähdytin vaatii myös erityisjärjestelyjä. Jäähdytin tukkeentuu helposti turvepölystä, ja sen vuoksi jäähdytin tulee pystyä puhdistamaan helposti. Turvekoneissa on yleisesti käytössä järjestelmiä, joissa jäähdyttimen tuuletin on ajettavissa kahteen suuntaa. Yleensä rivoitus putsataan nopeasti ajamalla tuuletinta takaperin hetken aikaa, jolloin kerääntynyt pöly voidaan puhalttaa pois. Tämä ei tietysti poista kaikkea pölyä, mutta riittää pitämään järjestelmän toimintakykyisenä.

7.3.3 Pikaliitosten kautta kulkeutuvat epäpuhtaudet

Turvekentällä työskennellessä traktorin hydraulijärjestelmällä toimivat toimilaitteet kytketään traktorin perään pikaliittimillä. Tällä hetkellä pikaliittimien ainoa suojaus on kumisuojaus, joka asetetaan liittimen päähän. Tällaiset suojaimet ovat liittimien ollessa kiinni vapaasti ja suojaamatta, joten itse suojat joutuvat kosketuksiin turvepölyn ja varikkokenttien sora-alustan kanssa. Suojien käyttö saattaa myös olla puutteellista. Nykyisissä vaunuissa pikaliitinliitoksia karrin ja traktorin välillä on kolmesta seitsemään, joten potentiaalisia paikkoja, joista epäpuhtaudet pääsevät järjestelmään on huomattava määrä.

Järjestelmän epäpuhtauksien torjunnassa potentiaalisten epäpuhtauksien lähteiden vähentäminen on tehokas keino vähentää järjestelmään joutuvia epäpuhtauksia. Käyttämällä vaunussa venttiililohkoa johon traktorista tulevat vain paine ja paluulinja ja joka kiertää läpi kun toimilaitteita ei käytetä, voidaan vähentää pikaliittimien määrää. Tällaisella venttiililohkolla voidaan toteuttaa tarvittava määrä toimintoja liittämällä lohkon sähköohjattuja suuntaventtiilejä. Tällainen venttiililohko ei ole taloudellisesti kannattava, vaikka mahdollisuudesta käyttää kaukosäätöistä venttiililohkoa, saataisiin myös joitain toiminnallisia etuja.

Pikaliitinten suojausta olisi myös mahdollista parantaa nykyisestä lisäämällä karrin selkeä teline, johon letkut voidaan käytön jälkeen asettaa. Nykyinen ratkaisu toimii letkujen riippumisen estämiseksi käytön aikana, jotteivät letkut osuisi nivelakseliin, joka sijaitsee suoraan letkulinjojen alla. Irtonaiset letkun päät ovat vaillo sijoituspaikka niiden ollessa irti traktorista. Letkuille tulisi kehittää teline, jossa pikaliittimet olisivat hyvin käsillä mutta siten, että ne ovat selkeästi irti maasta ja telineen tulisi olla myös sellainen, että letkut pysyisivät varmasti kiinni, eivätkä pääse tipahtamaan maahan. Yksinkertainen teline, joka koostuisi naarasliitinpäistä joka on tulpattu, ja joihin letkut voidaan kiinnittää kun ne eivät ole kiinni traktorissa, olisi toimiva ja kustannustehokas ratkaisu. Naarasliitin päiden tulpat pitäisi pystyä myös sijoittamaan niin että ne eivät jää vapaaksi keräämään likaa, kun telineeseen on kytketty letku.

7.4 Kohdeyrityksen tuotannon kehityskohteet

Diplomityön yhteydessä haluttiin myös käsitellä yrityksen hydraulitekniikkaan liittyviä osa-alueita ja kehittää niitä. Hydraulijärjestelmien dokumentointi oli jo aloitettu ennen diplomityön aloitusta, ja diplomityön suorituksen aikana saatiin aikaan koneista hydraulikaaviot.

Kokoonpanon osalta haluttiin kiinnittää huomiota nykyisiin toimintatapoihin ja parantaa niitä. Parannuksia ehdotettiin lähinnä hydrauliiikan puhtauden parantamiseksi, sillä siihen löytyi helppoja ja edullisia parannustoimenpiteitä. Tuotannon ollessa kausiluontoista ja sarjat suurimmillaankin ovat vain kymmeniä niin kokoonpanon tuottavuuden kehittämistä ei tältä osin ole käsitelty.

7.4.1 Hydraulijärjestelmien dokumentointi

Hydraulijärjestelmien kokoonpanosta ei ollut yhtenäistä dokumentaatiota. Järjestelmien kokoaminen perustui valokuviin ja koottuihin malleihin. Koottuja malleja oli käytössä isommista kokonaisuuksista kuten paineenrajoitusventtilistä ja sen putkistoon liittämiseksi tarvittavista osista. Kaikista osista ei ollut minkäänlaista dokumentaatiota tai mallia, vaan ne olivat täysin muistinvaraisesti valmistettuja. Suurin osa järjestelmistä oli kuitenkin tyypiltään sellaisia, että ne käyttivät koneikkonaan traktorin hydraulijärjestelmää, ja usein myös järjestelmää ohjattiin traktorin venttiileillä. Vaunuun rakennettava hydraulijärjestelmän osa koostuu siis useimmissa tapauksissa lähinnä putkista ja letkuista toimilaitteelle. Toimilaitteina järjestelmissä on pääsääntöisesti hydraulisylinteri.

Koneissa käytetyistä letkuista koottiin konekohtaiset letkukokoelmat, joiden perusteella letkut voidaan tilata valmistajalta. Yritykselle luotiin myös yksinkertaisen letkunumerointijärjestelmän, jonka avulla letkunumero voidaan liittää koneen hydraulikaavioon. Samoja letkuja pyrittiin myös hyödyntämään useammassa kohteessa eri letkuartikkeleiden määrän pienentämiseksi.

Letkujen osalta liitintyyppjä voisi vielä optimoida siten, että liitokset vähenevät. Käyttämällä suoraa letkutartuntaa putkeen voidaan käytössä olevia putkijatkokomponentteja jättää pois ja näin vähentää liitinten määrää. Uusia hydraulilinjvoja suunnitellessa pyrittiin jättämään tällaiset liitokset pois ja suunnittelemaan putkistot siten, että liitoskohtia on mahdollisimman vähän. Liitoskohtien vähentäminen vähentää kokoonpanoaikaa ja mahdollisia vuotokohtia.

Kaikista koneista luotiin periaatteellinen hydraulikaavio. Komponenttiluettelot ovat vielä työn alla. Tarkoitus olisi vielä lisätä putket omina komponentteinaan ja lisätä luettelo tarvittavista liitinnipoista.

7.4.2 Letku- ja putkiasennelmien kokoonpano

Raiselift Oy:ssä valmistetaan putkitukset koneisiin itse, letkut tilataan valmiina toimittajalta. Käytössä on kahta eri putkikokoa 15x2 ja 38x3. Viidentoista millimetrin putkelle on olemassa taivutin, jolla putkiasennelmat muotoillaan. Putkiasennelmista ei ole olemassa dokumentaatiota, jonka avulla ne voidaan valmistaa. Käytännössä putket tehdään yksilöinä ja niitä sovitetaan koneeseen ja taivutetaan sen mukaan. Tästä johtuen myös koneiden putkitukset ovat yksilöllisiä, jolloin varaosan valmistaminen ei ole mahdollista, näkemättä vaunua. Tällainen valmistus on myös varsin hidasta käsityötä.

Osa putkista on myös sellaisia, että niitä ei voida valmistaa kokonaan valmiiksi, sillä ne pujotetaan ensin 50x50 putken läpi, joka toimii läpivientinä koko rungon mitalla, ja taivutetaan toinen pää putken ollessa osittain kiinni koneessa. Tarkoitus olisi kehittää putkitusta siten, että putket ja putkiaihiot voitaisiin valmistaa aina valmiiksi varastoon piirustusten perusteella. Tämä mahdollistaisi niiden lisäämisen komponentteina hydraulikaavioon, sekä mahdollistaisi varaosien valmistamisen tehtaalla. Lisäksi tämä nopeuttaisi kokoonpanoa huomattavasti.

Kokoonpanon yhteydessä letkut ja 15 mm putkiasennelmat puhalletaan suodattamattomalla paineilmalla. Halkaisijaltaan 38 mm paineputket ja 50 mm paluuputket käydään lisäksi läpi kankaisella liinalla ja rasvanpoistajalla.

Suodattamattoman paineilman käyttö ei ole hyvä keino puhdistaa putkia, sillä se lisää epäpuhtauksia putkessa. Toisaalta suuret metalliset partikkelit kuitenkin lähtevät puhaltamalla pääsääntöisesti pois, jolloin haitallisimmat epäpuhtaudet saadaan poistettua. Putkiasennelmien puhtautta voidaan kuitenkin parantaa käyttämällä suodatettua paineilmaa. Yksinkertainen suodatin ei ole kallis, joten sellaisen lisääminen on helppo ja edullinen toimenpide putkiasennelmien puhtauden parantamiseksi. Paineilmapuhdistuksen tehokkaassa käytössä poistoilma johdetaan pois tuotantotiloista, eikä puhallettua ilmaa ajeta lattialle nostattamaan uutta pölyä ilmaan. Poistoputken hankkiminen ei ole myöskään erityisen kallista, mutta luonteva käyttö vaatii hieman järjestelyjä.

Isojen halkaisijaltaan 38 mm putkien puhdistuksessa käytetyt liinat ovat tavallisia puuvillaisia kangasliinoja, joten niistä jää helposti kuitujäämiä putkeen. Tässäkin tapauksessa puuvillainen kuitu ei aiheuta erityisen pahoja ongelmia järjestelmän vikasietoisille komponenteille. Rasvanpoistajalla pesu ei ole erityisen tehokasta. Pesun tehokkuutta voitaisiin lisätä käyttämällä paremmalla pesuliuksella ja riittävällä määrällä huuhtelunestettä.

Edellä mainituilla toimenpiteillä voidaan hyvin edullisesti parantaa putkiasennelmien puhtautta sekä parantaa myös sisäilman puhtautta hallissa, kun pölyä ei puhalleta ilmaan.

8 YHTEENVETO

Tämän työn tarkoituksena oli selvittää hydrostaattisen tehonsiirron toteuttamismahdollisuuksia Raiselift Oy:n valmistamiin kokooja-aumausvaunuihin. Teoreettisen tarkastelun lisäksi työssä suunniteltiin ja mitoitettiin järjestelmä, jota on tarkoitus testata käytännössä.

Työssä esiteltiin nykyisin yleisesti käytössä oleva jysinturpeen tuotantomenetelmät, jonka yhtenä oleellisena osana toimivat tämän työn kohteena olevat kokooja-aumausvaunut. Kohdeyritys valmistaa kokooja-aumausvaunuja, ja muita jysinturpeen valmistamiseen tarkoitettuja koneita, joita on lyhyesti esitelty työn alkuvaiheessa.

Hydrostaattisen tehonsiirron toteuttamiseen tarvittava teoria ja tärkeimmät toimilaitteet on esitetty tässä työssä. Lisäksi esiteltiin yleisimpiä käytössä olevia toteutustapoja. Kilpailijoiden tarjoamat järjestelmiä on tarkasteltu ja myös muita kaupallisia tähän tarkoitukseen sopivia järjestelmiä on tarkasteltu.

Järjestelmän suunnittelussa tarvittavan vetovoiman arviointiin käytettiin yksinkertaista teoreettista tarkastelua. Voimien jakaantumista käyttötilanteessa tutkittiin tällä tarkastelulla ja näin pyrittiin löytämään järjestelmän vetovoimalle sopiva mitoitusarvo. Näillä tiedoilla on pyritty kartoittamaan turvevaunuun soveltuvaa hydrostaattisen ajovoimansiirtojärjestelmän tyyppiä. Järjestelmätyyppejä on vertailtu keskenään ja tämänhetkisten resurssien puitteissa päädyttiin rakentamaan prototyyppi hydrostaattisesta vetojärjestelmästä, jossa hydraulimoottorin jälkeen on käytetty alennusvaihdetta ja perinteistä tasauspyörästöllistä akselivälitystä.

Vaunun ollessa hinattava laite, jonka tulisi seurata vetävää traktoria ja tuottaa riittävästi vetovoimaa tarvittaessa, ohjausjärjestelmästä muodostui varsin monimutkainen. Ohjausjärjestelmän käytännön toteutus ei tämän työn aikana vielä ollut valmis, joten sitä ei ole erityisen tarkasti käsitelty. Simuloimalla tarkasteltiin järjestelmän käyttäytymistä erilaisissa ongelmatilanteissa, joita vaunun rakenteesta ja käyttötarkoituksesta johtuen voi käytännössä ilmetä. Lisäksi simuloimalla varmistettiin, ettei ajatus ohjata korvausöljyä kuljetimen piiristä tehonsiirron piiriin ylinopeustilanteessa, ollut toimiva ratkaisu. Tämä ongelma ratkesi tosin myöhemmin sitä kautta, että löydettiin moottorityyppi jolla voitiin vapaapyörintää toteuttaa ilman ongelmia riittävän suureksi katsottuun nopeuteen asti.

Prototyypin valmistuksesta on esitetty suunnittelumateriaalia niin hydraulijärjestelmän kuin mekaanisen toteutuksen osalta. Suunnittelu on vielä kesken joten lopulliset versiot suunnitelluista mekaanisista osista eivät ehtineet tähän työhön. Hydraulijärjestelmä pyrittiin kuitenkin suunnittelemaan valmiiksi ja se siirretään

sellaisenaan prototyypivaunuun. Prototyypin valmistuksen yhteydessä tuotiin myös pienempiä uudistuksia vaunuun, joilla pyritään parantamaan vaunun toimintaa. Purkausluukkujen hydraulikkaan esitettiin erilaisia kehitysideoita ja prototyypivaunuun toteutettiin järjestelmä, jolla luukkujen toimintalogiikkaa voidaan muuttaa ilman mekaanisia muutoksia järjestelmään.

Yrityksen hydraulijärjestelmien valmistukseen esitettiin myös kehitysehdotuksia. Hydraulijärjestelmien dokumentointi on aloitettu ja hydraulikaaviot on luotu kaikista koneista. Letku ja putkiasennelmien puhdistukseen esitettiin parannuksia, joita voidaan toteuttaa edullisesti. Lisäksi pohdittiin yleisesti kehitysideoita niin tuotantoon kuin vaunujen suunnitteluun.

Vasta kun turvevaunua päästään testaamaan kenttäolosuhteissa nähdään miten vaunu todellisuudessa toimii. Kentällä suoritettavien mittausten avulla selviää kuinka hyvin mitoituksessa arvioidut lähtöarvot pätevät ja miten vaunun ohjauslogiikka toimii. Järjestelmän energiatehokkuuteen voidaan keskittyä paremmin, kun prototyypin perusteella voidaan arvioida mitoituksen onnistuneisuutta. Kenttäolosuhteissa suoritetuista käytännön ajokokeista löytyy myös varmasti mahdollisuuksia parantaa järjestelmän toimintaa ja tehokkuutta.

9 LÄHTEET

[1] Turveinfo-sivusto[www]. Viitattu 14.4.2015, saatavissa
<http://www.turveinfo.fi/turvetta-tuotetaan-usealla-tavalla>

[2] Alakangas, E, Hölttä, P, Juntunen, M, Vesisenaho, T. Energiaturpeen tuotantotekniikka[verkkodokumentti], Koulutusaineisto. Jyväskylän ammattikorkeakoulu 2011. Viitattu 14.4.2015, saatavissa:
https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/33382/JAMKJULKAISUJA1202011_web.pdf?sequence=1

[3] M- 40V ja M- 60 EV vaunun kuvat [www]. Viitattu 12.8.2015, saatavissa:
<http://www.raiselift.fi/fi/tuotteet.html>

[4] Ecofield EF-45 tekniset tiedot [www]. Viitattu 9.5.2015, saatavissa:
<http://www.ecofield.fi/products.html>

[5] JMK-40 tekniset tiedot [www]. Viitattu 10.5.2015, saatavissa:
<http://www.peatmax.com/fi/tuotteet/vaunukalusto/jyrsinturpeen+mekaaninen+kokoojavaunu+ jmk-40>

[6] Addidrive assist trailers- esite [verkkodokumentti]. Viitattu 11.6.2016, saatavissa:
http://www.poclain-hydraulics.com/_upload/ressources/media/pdf/A31037L.pdf

[7] Salmi, L. Hydrostaattisen voimansiirron esisuunnittelu. 61 s. Viitattu 20.4.2015, saatavissa:
<http://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/12404/TKO2SLasseS.pdf?sequence=1>

[8] Kauranne, H., Kajaste, J., Vilenius, M.. Hydraulitekniikan perusteet. 3. – 7. painos. Vantaa 2007, WSOY. 354 s.

[9] Kuva: Suljettu hydraulijärjestelmä [www]. Viitattu 5.4.2015, saatavissa:
<https://wiki.metropolia.fi/pages/viewpage.action?pageId=12160528>

[10] OM-611 dieselmoottorin ominaiskulutuskäyrästä[www]. Viitattu 5.4.2015, saatavissa: http://www.db-forum.de/galery/data/500/Kennfeld_OM611DE22LA.jpg

[9b] Ahokas, J. Traktorit ja työkoneet [verkkodokumentti]. Viitattu 11.4.2015, saatavissa: http://enpos.weebly.com/uploads/3/6/7/2/3672459/traktorit_ja_tykoneet.pdf

[11] Skinner S.C. Manual of pump controls, Vickers Systems Division, Havant 1994, Trinova Ltd.

- [12] SAI TV-sarjan moottorit [www]. Viitattu 20.5.2015, saatavissa <http://www.saispa.com/en-us/products/motors/double-displacement/td.aspx?idC=61683&idCil=11864&idS=11636&LN=en-US>
- [13] Erkkilä, M. Model Based Design of Power-Split Drivelines. Tampere University of technology, Publication 825. Tampere 2009 121 p.
- [14] Traktorin voiman ulosotto [www]. Viitattu 29.6.2015, saatavissa: https://en.wikipedia.org/wiki/Power_take-off
- [15] Wong, J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design (Second Edition) ISBN: 978-0-7506-8561-0. 461 p.
- [16] Ilkka Leppänen, Automatic locomotion mode control of wheel-legged robots, Helsinki University of Technology, Series A Reports No. 30, Espoo 2007. 105p.
- [17] Ahokas, J. Tutkimus maataloustraktorin vetovoimasta, Valtion maatalouskoneiden tutkimuslaitos [verkkodokumentti], Helsinki 1975. Viitattu 5.4.2015, saatavissa : <http://jukuri.mtt.fi/bitstream/handle/10024/484405/vtselostus14.pdf?sequence=1>
- [18] Riipinen T. Miten traktorin vetokyky muodostuu. Koneviesti 7/2010
- [19] Valmet 8400 tekniset tiedot [www]. Viitattu 25.2.2015, saatavissa: <http://www.konedata.net/Traktorit/Valmet8400.htm>
- [20] Valtra, Käyttäjän käsikirja T-sarja [verkkodokumentti]. Viitattu 24.6.2015, saatavilla: http://www.valtra.fi/wwwresources/literature/fi/Valtra_T4_Direct_k%C3%A4sikirja_FI.pdf
- [21] Outinen, H, Salmi, T. Lujuusopin perusteet. Tampere 2004, Pressus Oy. 464 s.
- [22] Black Bruin motor brochure [verkkodokumentti]. Viitattu 14.5.2015, saatavissa: https://dl.dropbox.com/s/gqr2xjm12qkqe3x/Black_Bruin_Motor_Brochure_EN_2012-08-22_WEB.pdf
- [23] Fonselius, J, Rinkinen, J, Vilenius, M. Hydrauliiikka 2. Helsinki 2008, Juvenesprint. 226 s.
- [24] Parker esite [verkkodokumentti], viitattu 27.6.2015, saatavissa: http://www.phtruck.com/download/hpd/catalogs_individual/bentaxis/gpa_f1_f2_vp1.pdf
- [25] Mikael Axin, Displacement Controlled Fluid Power System with Flow Sharing Capabilities, viitattu 5.4.2015 saatavissa: <https://www.iei.liu.se/flumes/mikael-axin/publications/1.183367/Exjobb-MikaelAxin.pdf>

[26] Atos DPH-2 suuntaventtiilin tekniset tiedot. Viitattu 6.6.2015, saatavissa:
http://www.atos.com/russian/technical_tables/russian/E085.pdf

[27] Parker BGT-sarjan suodattimen tekniset tiedot. Viitattu 6.6.2015, saatavissa:
http://www.parker.com/Literature/Hydraulic%20Filter%20Division%20Europe/Websphere%20Literature/BGT_Series.pdf